

# UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA



## **Facoltà di Ingegneria Corso di laurea in Ingegneria Meccanica**

Tesi di laurea

Metodologia per l'analisi comparativa sperimentale  
di confronto energetico ambientale tra veicoli a  
benzina ed ibridi

Candidato  
**Germani Fabrizio**

Relatori:  
Chiar.mo Prof. Luigi Martorano  
Chiar.mo Prof. Vincenzo Naso  
Dott. Ing. Federico Villatico  
Dott. Ing. Fabrizio Zuccari  
Dott. Ing. Marco Antonelli

Data di laurea 06/03/2007  
Archivio tesi corso di laurea in ingegneria meccanica 02/07  
Anno accademico 2005/2006  
Consultazione consentita

Titolo della tesi  
Metodologia per l'analisi comparativa sperimentale di confronto  
energetico ambientale tra veicoli a benzina ed ibridi

di  
Candidato  
Germani Fabrizio

Tesi proposta per il conseguimento del  
titolo accademico di  
**DOTTORE IN INGEGNERIA MECCANICA**  
presso la  
Facoltà di Ingegneria  
della  
Università degli Studi di Pisa

Data della laurea 06/03/2007

Autore:

Germani Fabrizio.....firma

Approvata da:

Prof. Luigi Martorano .....firma

Prof. Vincenzo Naso .....firma

Ing. Federico Villatico .....firma

Ing. Fabrizio Zuccari .....firma

Ing. Marco Antonelli .....firma

# Indice

---

<b>Indice.....</b>	<b>3</b>
<b>Indice delle figure.....</b>	<b>5</b>
<b>Indice delle tabelle .....</b>	<b>7</b>
<b>1    INTRODUZIONE.....</b>	<b>9</b>
<b>2    LA STRUMENTAZIONE .....</b>	<b>12</b>
2.1    La strumentazione di bordo OBD .....	12
2.2    La strumentazione di bordo GPS .....	17
2.3    La strumentazione di bordo Horiba .....	18
2.4    Il software di post-processamento dati .....	20
<b>3    PROFILI DI PENDENZA STRADALE.....</b>	<b>22</b>
3.1    L'importanza della pendenza per un'analisi energetico comparativa tra veicoli.....	22
3.2    Il modello matematico di moto longitudinale del veicolo .....	22
3.3    Dinamica longitudinale di un veicolo in deriva .....	26
3.4    Le prove sperimentali effettuate .....	28
3.5    Analisi dei dati acquisiti .....	29
3.6    La curva di potenza resistente sperimentale .....	32
3.7    I profili di pendenza stradale ricavati .....	34
3.8    Valutazione degli errori commessi nel bilancio energetico.....	38
3.9    Analisi delle prove di deriva.....	41
3.10    Modellazione matematica della curva di potenza resistente del veicolo.....	45
3.11    Ottenimento dei profili di pendenza sfruttando la curva di potenza approssimata .....	48
3.12    Profili di pendenza ricavati da acquisizioni effettuate a velocità non costante .....	50
3.13    Validazione delle pendenze misurate su un percorso prestabilito dalla progressiva nota .....	53

<b>4</b>	<b>CARATTERISTICHE TECNICHE DEI VEICOLI IBRIDI .....</b>	<b>59</b>
4.1	Introduzione .....	59
4.2	Gli ibridi elettrici con sistema di accumulo .....	60
4.2.1	Gli ibridi serie .....	61
4.2.2	Gli ibridi con celle a combustibile .....	63
4.2.3	Gli ibridi parallelo .....	63
4.2.4	Gli ibridi serie-parallelo .....	65
4.2.5	Gli ibridi minimi .....	66
4.3	Considerazioni sui veicoli ibridi.....	66
4.4	Disponibilità commerciale e prospettive future .....	68
4.4.1	Toyota Prius .....	68
4.4.2	Honda Civic IMA.....	70
4.4.3	Lexus RX 400h .....	72
4.4.4	Le nuove proposte.....	74
<b>5</b>	<b>IL CONTRIBUTO ENERGETICO FORNITO DAL MOTORE ELETTRICO ...</b>	<b>76</b>
5.1	Introduzione .....	76
5.2	Ottenimento della curva di potenza resistente della Honda Civic IMA ..	76
5.3	Le prove effettuate al banco a rulli .....	79
5.3.1	Analisi dei dati raccolti .....	80
5.4	Le grandezze misurate con l'interfaccia diagnosi Honda .....	84
5.5	Modellazione del comportamento del motore elettrico in fase di erogazione .....	85
5.5.1	Comportamento del motore elettrico in fase di rilascio e frenata .....	88
5.5.2	Comportamento del motore elettrico nelle fasi di andatura a velocità costante .....	89
5.6	Descrizione delle prove effettuate sul percorso dell'ENEA .....	90
5.6.1	Analisi dei dati raccolti .....	92
5.6.2	Verifica dell'attendibilità sperimentale del modello elaborato per le fasi di accelerazione.....	93
5.7	Valutazione della riduzione dei consumi di carburante .....	95
<b>6</b>	<b>ANALISI DELLE EMISSIONI INQUINANTI .....</b>	<b>102</b>
6.1	Introduzione .....	102
6.2	Le principali specie inquinanti prodotte dalla combustione .....	102
6.3	Valutazione della riduzione degli inquinanti generati .....	103
6.4	Valutazione dei benefici offerti dal sistema stop-start .....	109

6.5	Confronto tra le emissioni generate nella fase di warm-up dalla Honda Civic 2.0 e dalla IMA .....	118
<b>7</b>	<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>125</b>
<b>8</b>	<b>Bibliografia .....</b>	<b>127</b>

### Indice delle figure

Figura 2-1	La strumentazione di bordo OBD+GPS	18
Figura 2-2	La strumentazione di bordo Horiba per la misura delle emissioni	19
Figura 3-1	Mappa GPS del percorso di prova	28
Figura 3-2	Mappa GPS dei due tratti della Roma-Fiumicino presi come riferimento per l'analisi	30
Figura 3-3	Andamenti della potenza alle ruote erogata in funzione dell'ascissa dell'arco per due passaggi a 46 Km/h	30
Figura 3-4	Andamenti della potenza alle ruote erogata nei due versi opposti di percorrenza dell'arco	31
Figura 3-5	Andamenti della potenza alle ruote erogata nei due versi opposti di percorrenza dell'arco e di quella resistente teorica	32
Figura 3-6	Confronto tra le curve di potenza resistente ottenute e quella sperimentale	33
Figura 3-7	Andamenti della pendenza in funzione dell'ascissa dell'arco per passaggi differenti (A-B)	35
Figura 3-8	Andamenti della pendenza in funzione dell'ascissa dell'arco per passaggi differenti (B-A)	35
Figura 3-9	Andamenti medi della pendenza degli archi A-B e B-A	36
Figura 3-10	Rappresentazione grafica dell'errore medio commesso nelle singole misure (arco A-B)	37
Figura 3-11	Rappresentazione grafica dell'errore medio commesso nelle singole misure (arco B-A)	38
Figura 3-12	Valutazione dell'errore commesso nel bilancio energetico del veicolo (A-B 66 Km/h)	39
Figura 3-13	Valutazione dell'errore commesso nel bilancio energetico del veicolo (B-A 101 Km/h)	40
Figura 3-14	Confronto tra l'andamento della prima deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco A-B)	42
Figura 3-15	Confronto tra l'andamento della terza deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco A-B)	42
Figura 3-16	Confronto tra l'andamento della seconda deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco B-A)	43
Figura 3-17	Confronto tra l'andamento della quarta deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco B-A)	43
Figura 3-18	Illustrazione della deviazione di traiettoria effettuata nella quarta deriva	44
Figura 3-19	Approssimazione della curva di potenza sperimentale	46
Figura 3-20	Confronto tra deriva sperimentale, teorica e approssimata	47
Figura 3-21	Confronto tra deriva sperimentale, teorica e approssimata	47
Figura 3-22	Profili di pendenza ottenuti sfruttando la curva di potenza resistente approssimata	48

Figura 3-23	Profili di pendenza ottenuti sfruttando la curva di potenza resistente approssimata	49
Figura 3-24	Andamenti delle velocità per due prove svolte sull'arco A-B	50
Figura 3-25	Verifica di allineamento temporale tra potenza erogata e accelerazione istantanea	51
Figura 3-26	Confronto tra le pendenze ricavate dai dati relativi a prove con accelerazione e quella già ricavata	52
Figura 3-27	Confronto tra forza di inerzia sperimentale e somma delle forze teoriche esterne agenti sul veicolo	53
Figura 3-28	Illustrazione del percorso di prova programmato	54
Figura 3-29	Rappresentazione dei tratti del percorso utili alla nostra analisi	55
Figura 3-30	Pendenze misurate in Via Terme di Caracolla	56
Figura 3-31	Pendenze misurate in Via S. Gregorio	57
Figura 4-1	Schema di un ibrido serie	61
Figura 4-2	Schema di un ibrido parallelo	64
Figura 4-3	Schema di un ibrido serie-parallelo	65
Figura 4-4	Toyota Prius	68
Figura 4-5	Schema di trasmissione della Toyota Prius	70
Figura 4-6	Honda Civic IMA	70
Figura 4-7	Il motore della IMA	72
Figura 4-8	Lexus RX 400h	73
Figura 4-9	Il display illustrativo della Lexus RX 400h	73
Figura 5-1	Confronto tra la curva di potenza resistente sperimentale e teorica	78
Figura 5-2	Ottenimento della curva sperimentale di potenza resistente	78
Figura 5-3	Posizionamento del veicolo sul banco a rulli	79
Figura 5-4	Legame tra potenza erogata alle ruote dal solo motore termico e carico	81
Figura 5-5	Legame tra potenza erogata alle ruote e carico nel caso di funzionamento simultaneo dell'unità termica e di quella elettrica	82
Figura 5-6	Confronto tra gli andamenti della potenza erogata in funzione del carico dal solo motore termico o da entrambe le unità	82
Figura 5-7	Andamento temporale della potenza letta alle ruote in condizioni di massima ammissione	83
Figura 5-8	Interfaccia grafica del software di diagnosi Honda	85
Figura 5-9	Confronto tra la curva sperimentale di potenza generata dall'elettrico e quella teorica in funzione del carico	86
Figura 5-10	Confronto tra la curva sperimentale di potenza generata dall'elettrico e quella teorica in funzione del throttle	87
Figura 5-11	Andamento della potenza recuperata per una prova effettuata a veicolo trascinato	89
Figura 5-12	Mappa GPS del percorso interno alla sede dell'ENEA	90
Figura 5-13	Verifica di coerenza tra potenza elettrica erogata e posizione dell'acceleratore	93
Figura 5-14	Confronto tra potenza elettrica teorica erogata e quella ricavata da dati sperimentali	94
Figura 5-15	Confronto tra potenza elettrica teorica erogata e quella ricavata da dati sperimentali	95
Figura 5-16	Confronto tra potenza erogata e consumi del termico e del termico equivalente	98
Figura 5-17	Mappa dei consumi del motore termico della IMA in funzione della potenza erogata	99

Figura 6-1	Mappa delle emissioni di CO del motore della IMA in funzione della potenza erogata	104
Figura 6-2	Mappa delle emissioni di HC del motore della IMA in funzione della potenza erogata	105
Figura 6-3	Mappa delle emissioni di NOx del motore della IMA in funzione della potenza erogata	106
Figura 6-4	Andamenti dell'RPM e del rapporto aria-combustibile conseguenti un riavvio del motore successivo ad uno stop-start	110
Figura 6-5	Andamenti dell'RPM e del rapporto aria-combustibile conseguenti un riavvio del motore volontario	112
Figura 6-6	Andamento delle emissioni di CO successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start	113
Figura 6-7	Andamento delle emissioni di HC successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start	113
Figura 6-8	Andamento delle emissioni di NOx successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start	114
Figura 6-9	Andamento del consumo istantaneo successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start	114
Figura 6-10	Andamenti temporali delle emissioni totali di CO generate dopo un ciclo di stop e start della durata di 9,5 secondi e al regime minimo di rotazione	115
Figura 6-11	Andamenti temporali delle emissioni totali di NOx generate dopo un ciclo di stop e start della durata di 6 secondi e al regime minimo di rotazione	116
Figura 6-12	Andamenti temporali dei consumi di carburante successivi ad un ciclo di stop e start della durata di 9 secondi e al regime minimo di rotazione	117
Figura 6-13	Andamenti delle temperature dei gas di scarico per Honda IMA e 2000 16v	119
Figura 6-14	Andamenti dei rapporti aria-combustibile nei primi 50 secondi di funzionamento per Honda IMA e 2000 16v	120
Figura 6-15	Andamenti dei rapporti aria-combustibile nei successivi secondi di funzionamento per Honda IMA e 2000 16v	120
Figura 6-16	Andamenti del numero di giri nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v	121
Figura 6-17	Andamenti delle emissioni di CO nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v	122
Figura 6-18	Andamenti delle emissioni di HC nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v	122
Figura 6-19	Andamenti delle emissioni di NOx nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v	123

### **Indice delle tabelle**

Tabella 2-1	Lista dei parametri acquisibili dal software CTL_ACQUISITION connesso alla presa OBD	15
Tabella 3-1	Errori medi percentuali commessi nel bilancio energetico relative alle varie velocità di acquisizione	40
Tabella 4-1	Panoramica dei sistemi ibridi in funzione di alcuni parametri caratteristici	60
Tabella 5-1	Pendenze del circuito interno all'ENEA	91

Tabella 6-1      Emissioni totali generate nella fase di warm-up dalla Honda IMA  
e 2000 16v

124



# 1 INTRODUZIONE

---

In un momento come questo in cui il prezzo dei combustibili alla pompa subisce quotidianamente rincari sensibili ed il tasso di inquinamento, in particolare nelle grandi aree urbane, raggiunge livelli allarmanti si prospetta la reale necessità di sviluppare tecnologie alternative per i mezzi di trasporto in grado di assicurare maggior economia d'esercizio e attenzione per l'ambiente. Sebbene da un lato non risulti ancora chiaramente definita l'effettiva incidenza che hanno le emissioni dei veicoli dotati di propulsione termica sul riscaldamento globale del pianeta per effetto della produzione di gas serra, dall'altro è innegabile che proprio dal traffico deriva larga parte dell'inquinamento delle città che si concentra in particolare nelle zone in cui la circolazione risulta più difficoltosa. Oltre a costituire pericolo per la salute dei cittadini, le sostanze inquinanti presenti nell'aria si depositano su edifici e monumenti sotto forma di una patina scura difficile da rimuovere, problema questo particolarmente sentito nelle città d'arte di cui il nostro paese è senza dubbio molto ricco. Già in passato sono state molte le soluzioni proposte per fornire una alternativa al motore a combustione interna nel settore dell'autotrazione; tra queste quella più allettante è sempre risultata l'adozione del motore elettrico, alimentato da accumulatori installati a bordo del veicolo, che permette di ottenere emissioni nulle nel traffico urbano ma che in un paese come l'Italia in cui larga parte dell'energia elettrica viene prodotta per via termica non risolve il problema dell'inquinamento derivante dall'utilizzo di combustibili fossili, spostandolo dalla città verso i siti in cui è situata la centrale. La limitata autonomia e le prestazioni modeste, unitamente al prezzo d'acquisto elevato di questa tipologia di veicoli hanno contribuito in maniera determinante ad ostacolarne la diffusione.

Una prospettiva che viene presa in considerazione con interesse sempre maggiore è quella di utilizzare l'idrogeno, sia come combustibile nei motori termici tradizionali, sia attraverso l'impiego di celle a combustibile; lasciando per un attimo da parte le considerazioni sulle modalità di produzione di questo gas, risulta che problemi di trasporto e di immagazzinamento connessi con la sua natura particolarmente

esplosiva siano tali da rimandare ad un futuro non troppo immediato la diffusione di questa tecnologia che presenta tuttavia vantaggi consistenti in termini di emissioni inquinanti.

In questo contesto si inserisce lo sviluppo della trazione ibrida dotata di propulsione termica ed elettrica, che sfrutta in gran parte tecnologie largamente collaudate e come tale è già pronta per essere posta sul mercato, come dimostrano alcuni esempi di autovetture prodotte da importanti case automobilistiche che da qualche tempo sono disponibili presso i concessionari. Rispetto alla normale propulsione termica questa soluzione presenta vantaggi notevoli in termini di consumi ed emissioni, pena però un prezzo d'acquisto ed un peso complessivo più elevati mentre rispetto alla propulsione puramente elettrica non presenta il problema della limitata autonomia e delle scarse prestazioni. In passato quando i sistemi di gestione dell'unità elettrica non erano ancora ben sviluppati e il prezzo dei combustibili era molto inferiore a quello attuale, il veicolo ibrido poteva considerarsi valido solo in termini di diminuzione di emissioni inquinanti, poiché a causa dell'elevato prezzo d'acquisto difficilmente si sarebbe arrivati a un punto di pareggio tra il maggiore investimento iniziale e la diminuzione dei costi di esercizio rispetto ad un veicolo tradizionale; in virtù dello sviluppo dell'elettronica di potenza, che consente migliorate prestazioni e costi sempre inferiori dell'equipaggiamento elettrico, e del crescente aumento dei prezzi dei combustibili tradizionali, sarebbe opportuno rivedere tali considerazioni. La possibilità di adottare lo schema ibrido utilizzando motori alimentati attraverso combustibili alternativi e scarsamente inquinanti, quali ad esempio gli olii vegetali, rendono lo sviluppo di questa tecnologia molto interessante; l'estetica praticamente immutata rispetto ad un veicolo tradizionale e le migliorate caratteristiche di guida in virtù di una maggiore elasticità di marcia sono, le credenziali giuste per far accettare questo prodotto al grande pubblico e renderne possibile una sempre crescente diffusione.

Il seguente lavoro ha lo scopo principale di effettuare un'analisi comparativa, sulla base di dati sperimentali, delle prestazioni trasportistico-veicolistico-ambientali tra una Honda IMA e una Honda Civic 2.0 a benzina.

A tale scopo è risultato indispensabile elaborare una metodologia accurata di comparazione dei dati raccolti, in modo da avere la certezza che i dati messi a confronto siano riferiti a condizioni di marcia, ambientali e del terreno paragonabili.

La prima parte del lavoro mira alla determinazione della pendenza stradale da bilanci energetici impostati sulla base di dati sperimentali ottenuti in svariate campagne di acquisizione dati. Tale metodo per ottenere la progressiva di pendenza di un certo arco percorso dal veicolo è stato successivamente validato dal confronto di tali misure con altre effettuate con strumenti di precisione su un dato percorso cittadino. Grazie a tale metodologia risulta possibile effettuare delle misure comparative tra i due veicoli partendo dalla conoscenza della progressiva dell'arco percorso e quindi della potenza necessaria a superare una certa pendenza.

La seconda parte del lavoro mira invece ad analizzare, in termini energetici e di impatto ambientale, il contributo del motore elettrico, in normali condizioni di marcia, per un veicolo ibrido ( Honda Civic IMA ).

In particolare si è analizzato il contributo energetico che il motore elettrico fornisce in tutte le condizioni di marcia comprese quelle in cui comportandosi da generatore rimette a disposizione dell'energia al fine di ricaricare gli accumulatori.

L'analisi si è successivamente spinta nel campo delle emissioni dove si è valutato l'impatto ambientale del veicolo e di alcune soluzioni innovative adottate dal costruttore come lo stop and start.

## **2 LA STRUMENTAZIONE**

---

### **2.1 La strumentazione di bordo OBD**

Per strumentazione di bordo si intende l'insieme delle apparecchiature, trasportabili, essenzialmente di carattere informatico, sia software che hardware, utilizzate per la raccolta dei parametri caratteristici di funzionamento del veicolo durante prove sperimentali. Il grande vantaggio di questo tipo di strumentazione è la facilità di gestione e la possibilità di impiegarla sia durante prove al banco a rulli che in strada.

Nel presente lavoro ci si è valse di due tipi di strumentazione di bordo: una sviluppata e quindi validata appositamente da ricercatori del CTL, un'altra fornita dalla stessa casa automobilistica Honda. Queste hanno caratteristiche piuttosto diverse in termini funzionali, tuttavia “dialogano” entrambe con la centralina di controllo elettronica del motore (o ECU, “Electronic Control Unit”) grazie alla presa di diagnosi “OBD” sita nell'abitacolo del veicolo.

La presa di diagnosi consiste nel connettore OBD2, presente su tutte le auto EURO3 ed EURO4.

Il sistema OBD (“On Board Diagnostic”) consiste in un sistema di diagnosi standardizzato a livello mondiale in grado di segnalare eventuali guasti nel motore, in particolare relativi all'inquinamento, perché connesso alla centralina del motore.

Si riporta la definizione di “OBD” data nella direttiva 98/69/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio: “un sistema di diagnostica di bordo per il controllo delle emissioni in grado di identificare la probabile zona di malfunzionamento mediante codici di guasto inseriti nella memoria di un computer”.

Ad esso è abbinata una “spia di malfunzionamento (MI, Malfunction Indicator)” che, citando di nuovo la normativa europea suddetta 98/69/CE, consiste in un “indicatore ottico o acustico che segnala chiaramente al conducente del veicolo il funzionamento

anomalo di uno dei componenti relativo alle emissioni e collegato con il sistema OBD, o del sistema OBD stesso”.

Il sistema OBD è obbligatorio su tutte le vetture di nuova omologazione, a partire dal 2000 per quelle a benzina e dal 2003 per quelle diesel. In USA è già applicato dal 1994 a seguito del Clean Air Act, cioè la normativa antinquinamento.

La strumentazione è realizzata da ricercatori del CTL; essa è costituita da:

- Un PC portatile;
- Un software per la gestione della comunicazione e per la raccolta dei dati;
- Un'interfaccia hardware e un cavo di connessione tra il PC e la ECU dell'autovettura;
- Un GPS per la determinazione della posizione del veicolo.

Di tali componenti, il software, l'interfaccia e il cavo per la comunicazione tra PC e ECU rispondono agli standard SAE e ISO.

In particolare gli standard utilizzati sono:

- VPM: SAE J1850 principalmente per veicoli General Motors;
- PWM: SAE J1850 principalmente per veicoli Ford;
- ISO 9141-2 principalmente per veicoli europei e asiatici;
- KWP2000: SAE14230-4 principalmente per veicoli europei ed asiatici;
- SAE J1979: per il protocollo di comunicazione.

Per interfaccia hardware si intende l'elettronica integrata nel cavo di collegamento della presa di diagnosi, che permette di visualizzare tutti i parametri di funzionamento gestiti dalla centralina del veicolo e di interpretare i codici di errore. Il protocollo di comunicazione ha la funzione di definire l'espressione delle varie grandezze su cui si può interrogare la centralina, definendone il PID, cioè il

“Parameter Identification”. Il PID viene utilizzato dal software per interrogare la centralina, e quindi uno specifico sensore, sul valore della grandezza di interesse. Non appena la centralina ha fornito il valore richiesto il software richiede il successivo a livello temporale.

Il massimo numero di parametri acquisibili contemporaneamente è 5 ogni 0,92 secondi, e poiché l'intervallo massimo di campionamento è di un secondo, tale strumentazione può raccogliere al massimo i valori di 5 grandezze contemporaneamente.

In realtà, i parametri del veicolo significativi e che è opportuno raccogliere sono più di cinque, perciò essi sono stati divisi in due gruppi: il primo include quelle grandezze che variano rapidamente e devono essere acquisite con la frequenza di campionamento di un secondo; il secondo gruppo include invece i parametri che variano più lentamente e pertanto possono essere rilevati ad intervalli di tempo maggiori, quindi interpolati.

Quando la strumentazione viene attivata, essa rileva dapprima le grandezze che è in grado di acquisire dalla centralina, quindi distingue quelle che devono essere raccolte ogni secondo da quelle a frequenza di variazione minore. Ogni volta che l'autoveicolo si ferma per più di tre secondi, per intervalli di tempo compresi fra 30 secondi e un minuto, il software automaticamente acquisisce i quattro parametri “lenti” più la velocità, invece che i parametri “veloci”. Nel caso in cui il veicolo non fa soste, il software acquisisce lo stesso per un secondo ogni minuto i parametri lenti che successivamente vengono interpolati e questo per garantire il campionamento delle grandezze “lente” anche in nel caso di tragitti lunghi, tipo autostradale. La velocità del veicolo viene rilevata in ogni caso, sia fra le grandezze lente che fra quelle veloci poiché serve ad individuare eventuali soste del veicolo.

In tabella 2-1 sono riportati tutti i parametri che la strumentazione è in grado di acquisire; essi sono divisi in due colonne che rispecchiano la suddetta classificazione. Inoltre, l'ordine con cui sono elencati riflette il peso con cui essi influenzano lo stile di guida e il consumo di combustibile.

Tabella 2-1 Lista dei parametri acquisibili dal software CTL\_ACQUISITION  
connesso alla presa OBD

Primo gruppo ("Fast")	Secondo gruppo ("Lenti")
Velocità [km/h]	Codice di guasto
Rpm	Velocità [km/h]
Portata di aria [g/s]	Temperatura del refrigerante [°C]
Rapporto aria/combustibile	Livello del combustibile %
Posizione valvola a farfalla % (motori a benzina)/posizione pedale dell'acceleratore (motori Diesel)	Temperatura del catalizzatore [°C]
Carico al motore %	Temperatura ambiente [°C]
Tensione nel sensore O2	Pressione ambiente [kPa]

Il primo, e quindi il più importante dei parametri "veloci" è la velocità del veicolo, seguita dalla velocità angolare del motore a partire dalla quale si può determinare la marcia inserita e la velocità del veicolo per ricavarne l'accelerazione istantanea, come si vedrà meglio nel capitolo 3 a proposito della validazione della strumentazione.

Il terzo ed il quarto parametro sono rispettivamente la portata di aria in aspirazione e il rapporto A/C con cui si può calcolare il consumo istantaneo di carburante; a partire da questi parametri si può avere un'idea dell'andamento delle emissioni, le quali in linea generale crescono quando il rapporto A/C non è stechiometrico.

Per quanto riguarda la posizione della valvola a farfalla, è una grandezza considerata solo nel caso dei motori ad accensione comandata e può essere considerata indicativa dello stile di guida. Essa influenza infatti il rapporto A/C nella fase dell'accelerazione e la chiusura degli iniettori in quella di decelerazione.

Un parametro altrettanto significativo, ma per i motori ad accensione spontanea, è la posizione del pedale dell'acceleratore, che può essere considerata anche per i motori ad accensione comandata anche se più spesso si opta per la valvola a farfalla.

Il carico al motore % (Calculated Load Value, CVL), la sesta delle grandezze "veloci", risponde allo standard SAE J1979 per i motori ad accensione comandata, in cui è definito con due formule:

$$CLV \% = \frac{Current\_Airflow}{Peak\_Airflow\_WOT @ STP(Rpm) \cdot \left(\frac{BARO}{29.92}\right) \cdot \sqrt{\frac{298}{(AAT+273)}}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

$$CLV \% = \frac{Current\_Airflow}{Peak\_Airflow\_WOT @ Sea\_Level} \cdot \frac{BARO @ Sea\_Level}{BARO} \cdot 100 \quad (2.2)$$

Dove:

STP = Standard Temperature and Pressure = 25°C, 29.92 in Hg BARO,

BARO = barometric pressure,

WOT = wide open throttle,

AAT = Ambient Air Temperature [°C].

Le caratteristiche del carico, secondo tale definizione, sono : vale 1.0 a WOT a qualsiasi latitudine, temperatura o regime di rotazione sia per motori sovralimentati che non; indica una percentuale della coppia massima disponibile; è correlato linearmente con la pressione in aspirazione.

Fra le grandezze elencate sopra, il carico al motore e il numero di giri sono in genere le variabili indipendenti per la ricostruzione delle mappe tridimensionali contenute nella ECU, per esempio dell'anticipo o della durata dell'iniezione.

L'ultima grandezza della lista dei parametri "veloci" è la tensione del sensore O2 che gestisce in closed loop il rapporto aria combustibile per limitare le emissioni di sostanze nocive; nei motori ad iniezione multipla si possono avere più di un sensore O2.

Se qualcuno dei primi cinque parametri della lista non è acquisito, la strumentazione ricorre ai successivi.

Nel gruppo dei parametri che variano lentamente riportati nella seconda colonna della tabella 1 compaiono anche la velocità e i codici di guasto, che solo in caso di guasto riportano un valore diverso da zero e caratteristico dello specifico guasto.



In realtà i parametri “lenti” propriamente detti sono: la temperatura del refrigerante, il livello del carburante, la temperatura del catalizzatore, la temperatura e la pressione ambiente.

## **2.2 La strumentazione di bordo GPS**

La strumentazione GPS è in grado di acquisire la posizione geografica del veicolo ad ogni istante, interfacciando tali dati con un GIS è possibile individuare con precisione i tratti stradali cui si riferiscono le rilevazioni.

La strumentazione GPS è in grado di acquisire i seguenti parametri:

- Latitudine
- Longitudine
- Altitudine
- Velocità
- Numero satelliti per la rilevazione della posizione

Tali dati vengono acquisiti dallo stesso programma di acquisizione dell'OBD e immagazzinati in un apposito file di testo (.gps).

Qualora si intenda acquisire dati dall'OBD e dal GPS contemporaneamente i dati risulteranno già allineati temporalmente in quanto l'acquisizione è unica e simultanea.

L'intera strumentazione appena descritta è illustrata in figura 2-1.

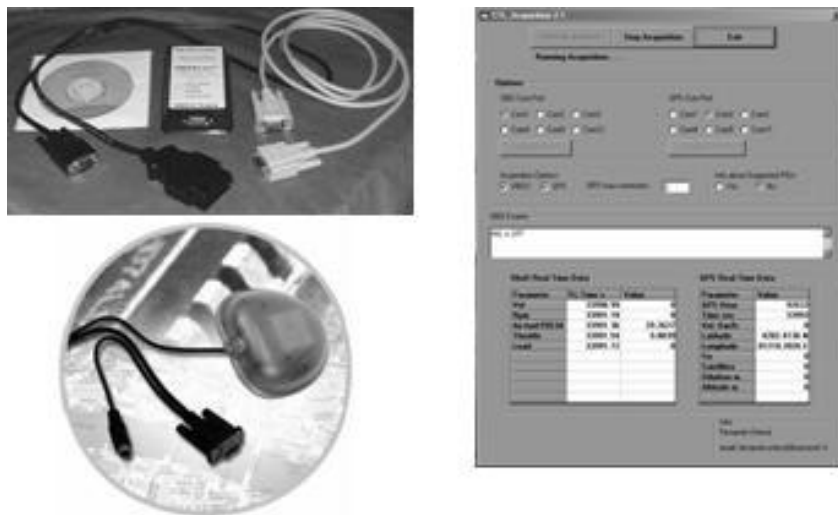


Figura 2-1 La strumentazione di bordo OBD+GPS

## 2.3 La strumentazione di bordo Horiba

L'Horiba è una strumentazione composta in grado di misurare la concentrazione degli inquinanti allo scarico. Tale strumentazione, installata a bordo ed interfacciata con un pc portatile dotato del software di acquisizione dati dell'Horiba stesso, consente di effettuare il campionamento dei dati anche a veicolo in movimento. La calibrazione di tale strumentazione va effettuata prima di ogni campagna di acquisizione mediante due bombole di gas compresso che forniscono alla strumentazione lo zero e il fondo scala di misura. Il peso stimato di tale attrezzatura e di circa 250 Kg escluse le bombole di calibrazione le quali una volta calibrata la strumentazione possono essere escluse per effettuare la campagna di acquisizione dati in movimento.

I dati acquisiti dall'Horiba sono:

- Concentrazione CO [% Vol]
- Concentrazione CO<sub>2</sub> [% Vol]
- Concentrazione HC [ppm]
- Concentrazione NO<sub>x</sub> [ppm]

- Rapporto aria combustibile
- Portata gas combusti [L/min]
- Temperatura gas combusti allo scarico [°C]
- Pressione gas combusti [KPa]
- Temperatura ambiente [°C]
- Pressione ambiente [KPa]
- Umidità ambiente [%]

L'Horiba inoltre è dotato di un suo GPS mediante il quale è possibile allineare temporalmente i dati con quelli dell'OBD per acquisizioni in movimento.

Nel caso particolare di acquisizioni da fermo o su banco a rulli è comunque possibile riallineare i dati sulla base della portata di gas aspirazione-scarico.

L'installazione della strumentazione Horiba all'interno del veicolo è meglio illustrata dalla figura 2-2.



Figura 2-2 La strumentazione di bordo Horiba per la misura delle emissioni

## 2.4 Il software di post-processamento dati

Grazie all'impiego del software CTL\_Postprocessing elaborato dal dipartimento "DITS" dell'Università La Sapienza di Roma è possibile ricavare dai dati acquisiti una serie di grandezze non direttamente ricavabili dalla centralina del veicolo.

I dati ricavati dal software sono:

- Rapporto al cambio innestato e relativo rapporto di trasmissione
- Velocità media [Km/h]
- Distanza percorsa durante l'acquisizione [Km]
- L'accelerazione istantanea del veicolo viene calcolata come derivata della velocità ricavata dai valori registrati dal sensore di velocità angolare. [ $\text{m/s}^2$ ]
- Potenza resistente alle ruote (Calcolata in base ai coefficienti di resistenza dichiarati dalla casa costruttrice) [KW]
- Potenza motrice all'albero motore ricavata grazie ad un'unipotesi di linearità co il carico in funzione del numero di giri [KW]
- Potenza motrice alle ruote [KW]
- Portata aria e carburante [g/s]
- Consumo istantaneo e medio [l/100 Km]

Si può pensare di determinare la potenza motrice a partire dal numero di giri e dal carico percentuale che vengono acquisiti istantaneamente dal sistema di autodiagnosi del veicolo. Il calcolo richiede la conoscenza della potenza erogata al variare del numero di giri in condizioni di piena ammissione (carico 100%) e del carico relativo al funzionamento idle del motore (potenza erogata nulla). Infatti si può affermare che, per un dato regime di rotazione, la potenza effettivamente erogata è proporzionale al carico istantaneo e quindi derivabile come rapporto rispetto al valore massimo. In questo modo in ogni istante, per un fissato numero di giri, al

valore del carico istantaneo corrisponde univocamente un valore per la potenza erogata per il tramite del rapporto rispetto al carico massimo. La potenza resistente alle ruote viene calcolata dal software in base ai coefficienti di resistenza aerodinamica e di rotolamento dei pneumatici dichiarati dalla casa costruttrice. I valori dell'accelerazione istantanea vengono invece ricavati dal programma per derivazione della velocità, ma dato che la velocità è definita come una spezzata si otterrebbe un'accelerazione a gradini. Per ovviare a questo problema il software, mediante un filtro in frequenza, filtra i valori dell'accelerazione per ottenere un andamento continuo.

## **3 PROFILI DI PENDENZA STRADALE**

---

### **3.1 L'importanza della pendenza per un'analisi energetico comparativa tra veicoli**

Per poter effettuare un confronto analitico attendibile tra due differenti autoveicoli non si può prescindere dal conoscere l'andamento della pendenza dei percorsi di prova comparata. La misura puntuale della pendenza di un arco stradale è un processo che richiede, oltre all'utilizzo di apparecchiature economicamente dispendiose, anche di una tempistica di misurazione notevole, inoltre anche facendo riferimento a mappe altimetriche dettagliate non si riuscirebbero ad ottenere valori affidabili al cento per cento. In alternativa ci si potrebbe basare sui dati altimetrici forniti dal GPS ma le numerose prove sperimentali effettuate hanno dimostrato che i valori sperimentali ottenuti oltre ad avere una bassa ripetibilità, sono influenzati dal numero di satelliti disponibili per la misura.

L'obiettivo di questa prima parte del lavoro è stato quello di mettere a punto una metodologia di calcolo che permetta di ricavare, da dati energetici misurati e ricavati direttamente dalla centralina elettronica di un veicolo, la progressiva dell'arco stradale percorso. La metodologia di calcolo elaborata purtroppo però si adatta meglio a misure effettuate a velocità costante, in quanto, comprendendo le forze di inerzia, risulta piuttosto difficile valutare il modulo istantaneo dell'accelerazione essendo quest'ultimo filtrato in frequenza per ottenere un andamento continuo. E' risultato quindi necessario associare tale metodologia di calcolo a misure sperimentali effettuate a velocità circa costante.

### **3.2 Il modello matematico di moto longitudinale del veicolo**

Il modello matematico che rappresenta la dinamica longitudinale in moto rettilineo di un veicolo è basato sulla seguente equazione:

$$F_i = F_m - F_r \quad (3.1)$$

dove:

$F_i$  = forza d'inerzia [N]

$F_m$  = forza motrice [N]

$F_r$  = somma delle forze resistenti agenti sul veicolo [N]

La forza di inerzia risulta essere la differenza tra la forza motrice e quella resistente e deve tener conto, oltre che della massa del veicolo, anche dell'inerzia dei vari organi rotanti del veicolo, si esprime quindi:

$$F_i = m_c \cdot a \quad (3.2)$$

dove:

$a$  = accelerazione longitudinale del veicolo [ $\text{m/s}^2$ ]

$m_c$  = massa corretta del veicolo [Kg]

La correzione da effettuare alla massa del veicolo per tener conto dell'inerzia delle varie parti rotanti è espressa dalla seguente relazione:

$$m_c = m + \frac{I_r + I_p r_p^2 + \eta_t I_m r_p^2 r_c^2}{r_r^2} \quad (3.3)$$

dove:

$m$  = massa totale del veicolo in ordine di marcia [Kg]

$I_r$  = momento d'inerzia delle ruote [ $\text{Kg m}^2$ ]

$I_p$  = momento d'inerzia al ponte [ $\text{Kg m}^2$ ]

$r_p$  = rapporto di trasmissione al ponte

$\eta_t$  = rendimento di trasmissione

$I_m$  = momento d'inerzia del motore [Kg $m^2$ ]

$r_c$  = rapporto di trasmissione al cambio

$r_r$  = raggio di rotolamento dei pneumatici [m]

Bosh, in alternativa, fornisce una semplice relazione, ricavata da una serie di dati sperimentali, per ricavare il valore della massa corretta senza conoscere tutte le inerzie rotanti. Tale relazione è data da:

(3.4)

$$M_c = k_m \cdot m$$

$$k_m = 1.0177 - 0.001788 \cdot \frac{m/V_H}{100} + \left( 0.00733217 - 0.000278594 \cdot \frac{m/V_H}{100} \right) \cdot b \\ + \left( 0.00217915 - 0.00014695 \cdot \frac{m/V_H}{100} \right) \cdot b^2$$

dove:

$V_H$  = peso del motore [Kg]

$$b = \frac{0.3 \cdot r_p \cdot r_c}{r_r} \quad (3.5)$$

La forza motrice è la forza che le ruote del veicolo scaricano a terra ed è espressa come:

$$F_m = \frac{C_m r_p r_c}{r_r} \cdot \eta_t \quad (3.6) \quad \text{oppure} \quad F_m = \frac{P_m}{V} \quad (3.7)$$

in cui:

$C_m$  = coppia motrice [Nm]



$P_m$  = potenza motrice erogata [W]

$V$  = velocità assoluta del veicolo [m/s]

La somma delle forze resistenti agenti può essere scomposta come:

$$F_r = R_r + R_a + R_p \quad (3.8)$$

in cui:

$R_r$  = resistenza al rotolamento [N]

$R_a$  = resistenza aerodinamica [N]

$R_p$  = forza necessaria al superamento della pendenza [N]

La resistenza al rotolamento scaturisce dalla dissipazione energetica causata dall'isteresi elastica dei pneumatici schiacciati dal carico perpendicolare al piano stradale agente su di essi. Tale resistenza è esprimibile secondo la formula empirica:

$$R_r = \left( f_0 + kV^2 \right) \left( mg \cos(\alpha) - \frac{1}{2} \rho V^2 S C_z \right) \quad (3.9)$$

dove:

$f_0$  = coefficiente statico adimensionale dei pneumatici

$k$  = coefficiente dinamico dei pneumatici [ $s^2/m^2$ ]

$V$  = velocità del veicolo [m/s]

$g$  = accelerazione gravitazionale [ $m/s^2$ ]

$\alpha$  = pendenza del profilo stradale [ $^\circ$ ]

$\rho$  = densità dell'aria [ $kg/m^3$ ]

$S$  = superficie frontale del veicolo [ $m^2$ ]

$C_z$  = coefficiente di portanza aerodinamica

Il termine dovuto alla portanza aerodinamica, per la sua scarsa influenza sui veicoli non sportivi e per la difficoltà di reperire o ricavare sperimentalmente i valori del coefficiente  $C_z$  viene in questa sede trascurato. La relazione (3.9) diviene quindi:

$$R_r = (f_0 + kV^2)(mg \cos(\alpha)) \quad (3.9b)$$

La resistenza aerodinamica è la forza esercitata dal fluido (aria) nel quale il veicolo si muove sul veicolo stesso. Tale forza è espressa dalla relazione seguente:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho (V - V_v)^2 S C_x \quad (3.10)$$

in cui:

$V_v$  = velocità del vento, positiva se diretta nel senso di moto del veicolo [m/s]

$C_x$  = coefficiente di resistenza aerodinamica

La forza necessaria al superamento di una pendenza stradale è la componente longitudinale della forza gravitazionale agente sul veicolo ed è espressa dalla relazione:

$$R_p = mg \cdot \sin(\alpha) \quad (3.11)$$

### 3.3 Dinamica longitudinale di un veicolo in deriva

Convenzionalmente in questo studio chiameremo deriva la naturale decelerazione di un veicolo, lanciato ad una certa velocità su strada rettilinea, con forza motrice nulla e frizione disinnestata, tale accorgimento consente di ridurre al minimo la massa corretta. Analiticamente la prova di deriva può essere simulata considerando l'equazione di moto del veicolo nelle particolari condizioni in esame:

$$\begin{aligned}
F_i &= F_m - F_r \\
F_m &= 0 \Rightarrow F_i = -F_r
\end{aligned}
\tag{3.12}$$

La somma delle forze resistenti agenti sul veicolo diventa:

$$F_r = R_r + R_a + R_p$$

Per la forza d'inerzia abbiamo invece:

$$F_i = m_c a$$

in cui la massa corretta che tiene conto dell'inerzia delle parti rotanti assume la particolare forma:

$$m_c = m + \frac{I_r + I_p r_p^2 + \eta_t I_m r_p^2 r_c^2}{r_r^2} = m + \frac{I_r}{r_r^2} \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
I_p &= 0 \\
&\Rightarrow \text{Marcia in folle} \\
I_m &= 0
\end{aligned}$$

Sostituendo i vari termini nell'equazione (3.12) si ottiene:

(3.14)

$$\left( m + \frac{I_r}{r_r^2} \right) \frac{dV}{dt} = \left( -mgk \cos(\alpha) - \frac{1}{2} \rho S C_x \right) V^2 + (-f_0 mg \cos(\alpha) - mg \sin(\alpha))$$

tale equazione conoscendo i valori di tutti i coefficienti caratteristici del veicolo e la progressiva della pendenza sul tratto di percorso considerato  $\alpha(s)$ , può essere integrata numericamente ricavando così l'andamento della velocità in funzione del tempo  $V(t)$ .

### 3.4 Le prove sperimentali effettuate

Le prove sperimentali che in questo paragrafo andremo a descrivere sono state effettuate il 07-12-2005 con una Honda Civic 2000 (le cui caratteristiche tecniche sono riportate nell'allegato 1) e due passeggeri a bordo in una giornata in cui la velocità del vento era trascurabile. Si è scelto per comodità come percorso di prova un tratto della Roma-Fiumicino compreso tra le uscite raccordo anulare e Magliana Vecchia. In particolare si è scelto proprio questo tratto perché rettilineo, con una percettibile lieve pendenza e perché composto da due tratti di strada molto vicini e paralleli in modo che la pendenza dei due tratti sia circa la stessa. La mappa GPS del percorso è meglio illustrata in figura 3-1.

Per convenzione e in riferimento ai dati analizzati nei paragrafi successivi sono stati isolate solo due parti del percorso di prova e cioè i due rettilinei compresi tra i punti A e B e sono stati presi come versi convenzionali di percorrenza di tali tratti quelli illustrati nella stessa figura 3-1. Per l'analisi dei dati, sono stati isolati i soli tratti AB e BA perché in questi, i due rettilinei sono spazialmente molto vicini e pressoché paralleli. Queste due condizioni ci fanno dedurre che le pendenze misurate nei due versi di percorrenza dovrebbero essere circa speculari.

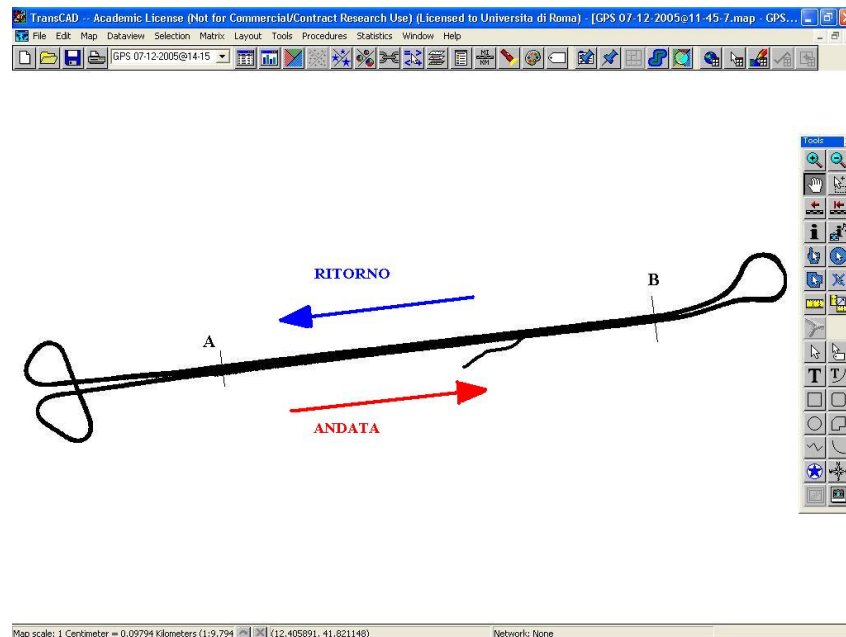


Figura 3-1 Mappa GPS del percorso di prova

Per eliminare il più possibile eventuali errori e incertezze inerenti il valore della massa corretta del veicolo e dell'accelerazione istantanea dello stesso, le prove sono state effettuate tutte a velocità circa costante, in quinta marcia utilizzando il sistema Cruise Control di cui è dotato il veicolo.

Si sono eseguite quindi 3 acquisizioni composte da:

- Undici giri del percorso con velocità imposte sui due rettilinei rispettivamente di: 47, 54, 58, 66, 72, 77, 83, 86, 91, 96 e 100 Km/h.
- Ancora undici giri del percorso con velocità imposte sui due rettilinei rispettivamente di: 46, 54, 58, 66, 72, 77, 83, 87, 92, 97 e 101 Km/h
- Quattro derive di cui due in direzione A-B e due in direzione B-A

Nell'arco di queste prove sono state effettuate acquisizioni di dati OBD e GPS. Si è inoltre utilizzato un accelerometro triassiale interfacciato anch'esso ad un suo programma di acquisizione dati.

### **3.5 Analisi dei dati acquisiti**

Dopo aver post processato per intero i dati acquisiti si è passati ad una analisi più approfondita. Postprocessando tali dati e interfacciandoli con il software Transcad in grado di ricostruire da una base dati GPS il percorso effettuato, è stato possibile isolare i soli dati relativi ai passaggi sui tratti A-B e B-A (figura 3-2). Tale processo è stato reso possibile da un'interfaccia grafica capace di risalire, in funzione del punto selezionato, ai dati istantanei di funzionamento del veicolo.

Isolati così i dati da analizzare si è impostato un foglio di calcolo Excel in cui tali dati sono stati allineati in funzione dell'ascissa dell'arco considerato. Convenzionalmente si è assunta pari a zero il valore dell'ascissa del punto A con valori crescenti in direzione del punto B. Grazie a tale allineamento spaziale dei dati si può assumere con buona approssimazione che per una data ascissa corrisponda un unico valore della pendenza.

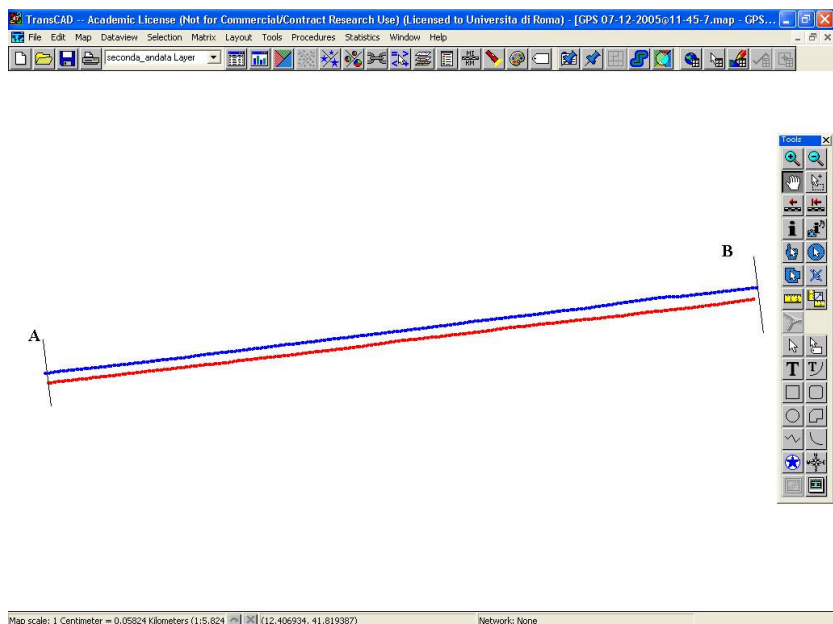


Figura 3-2 Mappa GPS dei due tratti della Roma-Fiumicino presi come riferimento per l'analisi

La prima cosa che si è andata a verificare è che gli andamenti della potenza erogata alle ruote in funzione dell'ascissa dell'arco, per passaggi alla stessa velocità, fossero sufficientemente simili. Tale verifica è illustrata in figura 3-3.

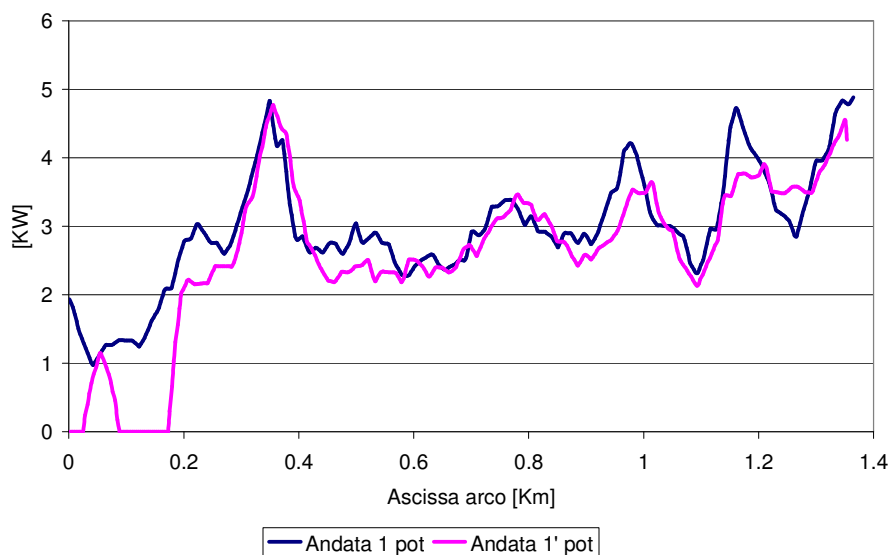


Figura 3-3 Andamenti della potenza alle ruote erogata in funzione dell'ascissa dell'arco per due passaggi a 46 Km/h

Nonostante l'intervento del Cruise control, dai dati sono spesso emerse variazioni di velocità dell'ordine di 1,5 Km/h. Per rendere ancora più accurato la nostra analisi ed eliminare il più possibile i termini inerziali si è impostato un foglio di calcolo in grado di eliminare dalla nostra banca dati quelli corrispondenti a valori dell'accelerazione maggiori di  $0.1 \text{ m/s}^2$ .

Inserendo su un unico grafico la potenza erogata alle ruote per due passaggi alla stessa velocità ma in verso opposto e le rispettive velocità di percorrenza dell'arco, il tutto in funzione dell'ascissa dell'arco stesso, si ottiene il grafico illustrato in figura 3-4. Da tale grafico si nota come gli andamenti della potenza erogata nei due sensi di percorrenza siano circa speculari. Se ne ricava che la potenza erogata in surplus per superare una certa pendenza in un senso di percorrenza dell'arco, viene risparmiata nel verso di percorrenza opposto.

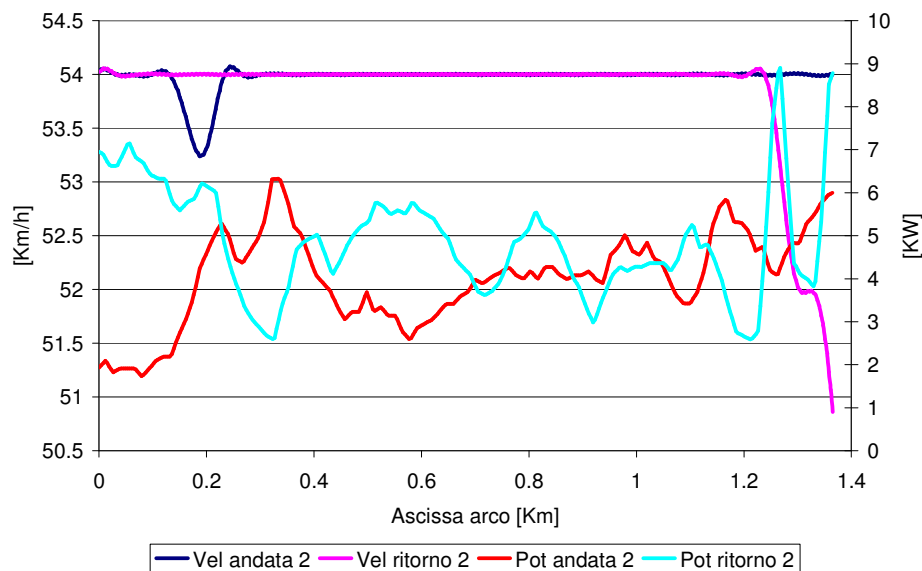


Figura 3-4 Andamenti della potenza alle ruote erogata nei due versi opposti di percorrenza dell'arco

Essendo il software di post-processing in grado di calcolare, tramite i coefficienti di resistenza forniti dalla casa, la potenza resistente in piano data dalla relazione (3.8) depurata del termine della pendenza, è emerso che all'aumentare della velocità la potenza erogata era mediamente sempre inferiore rispetto alla potenza resistente calcolata (figura 3-5).

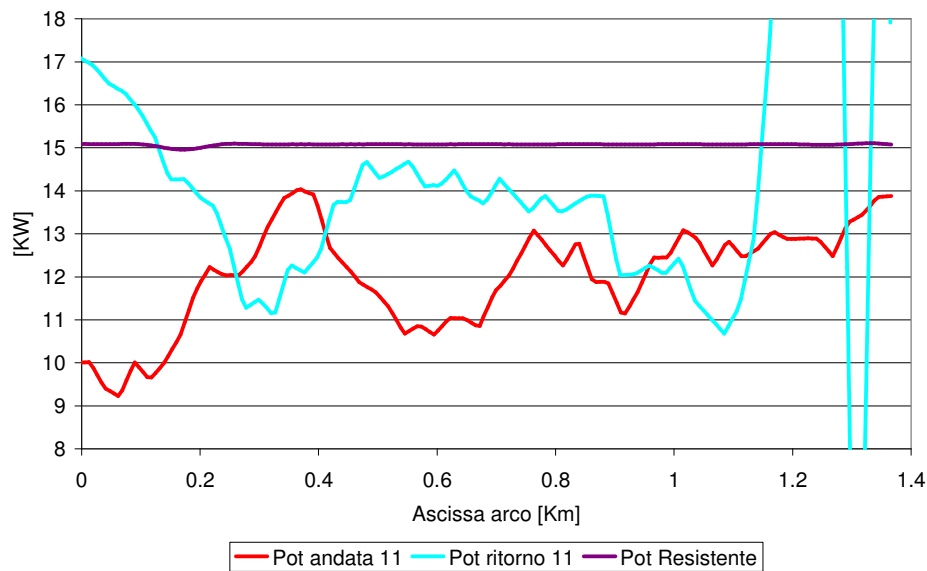


Figura 3-5 Andamenti della potenza alle ruote erogata nei due versi opposti di percorrenza dell'arco e di quella resistente teorica

Tali risultati ci fanno pensare che alcuni coefficienti di resistenza dinamica del veicolo siano sovrastimati. Tale fenomeno può essere imputato al fatto che tali coefficienti ritenuti teoricamente costanti, in realtà possono assumere un carattere fortemente variabile in funzione di svariati parametri del moto del veicolo. Purtroppo questo limita la nostra analisi in quanto per ricavare la potenza erogata o risparmiata per affrontare una certa pendenza occorre conoscere più precisamente la curva di potenza resistente del veicolo.

### 3.6 La curva di potenza resistente sperimentale

Per ovviare ai problemi esposti nel precedente paragrafo è stato necessario elaborare una metodologia di calcolo per ricavare la curva di potenza resistente del veicolo in piano in funzione della velocità.

Essendo per ipotesi la pendenza dell'arco A-B uguale a quella dell'arco B-A, allora la potenza puntuale erogata in più dal motore per superare una certa pendenza su uno dei due archi è uguale a quella erogata in meno nel percorrere l'arco opposto. Riallineando quindi i dati di potenza erogata in funzione dell'ascissa dell'arco e mediando i valori di potenza erogata a parità di ascissa sui due archi, è stato possibile



ricavare il valore medio di potenza erogata in funzione delle varie velocità a cui sono state effettuate le prove (vedi par. 3.4). Tale metodologia di calcolo è stata ripetuta due volte, essendo due le campagne di acquisizione dati effettuate a varie velocità, ottenendo così le curve sperimentali illustrate in figura 3-6 nella quale è inoltre illustrata la curva teorica di potenza resistente ricavata utilizzando i coefficienti dichiarati dalla casa costruttrice.

La similitudine tra le due curve ricavate sperimentalmente da la riprova effettiva che in realtà la curva teorica, come immaginato, non può ritenersi del tutto attendibile. La strana presenza dei due flessi nelle curve sperimentali è probabilmente dovuta a fenomeni aerodinamici non stazionari che si creano a date velocità oppure alla variazione di alcune forze di attrito interne in funzione della velocità. Va inoltre sottolineato il fatto che proprio come ci aspettavamo alle alte velocità la potenza resistente assorbita è inferiore rispetto a quella teorica calcolata mediante i coefficienti di resistenza forniti dal costruttore.

Da ora in avanti assumeremo come valida la curva di potenza resistente rappresentata in blu nel grafico di figura 3-6.

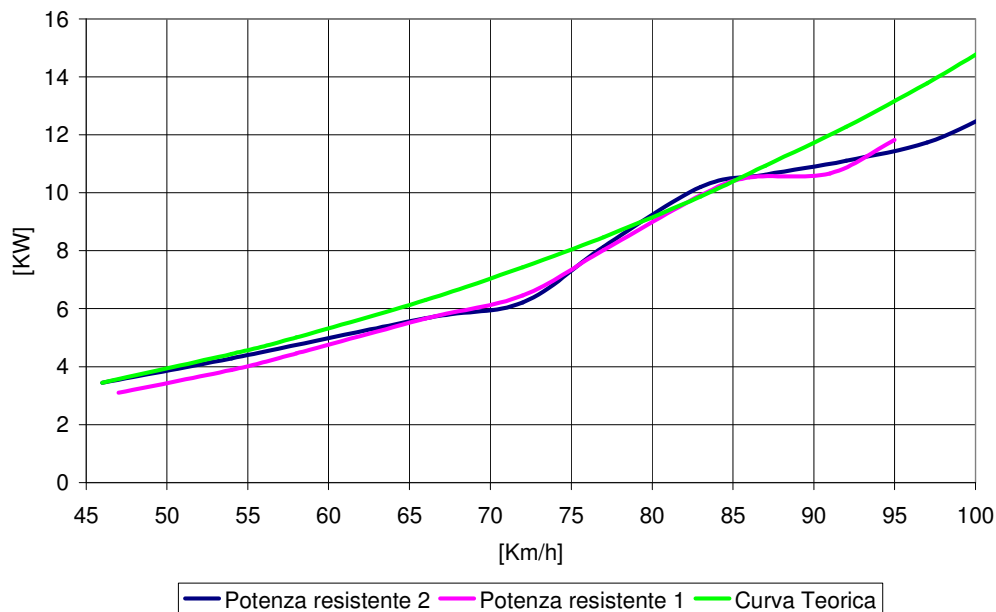


Figura 3-6 Confronto tra le curve di potenza resistente ottenute e quella sperimentale

### 3.7 I profili di pendenza stradale ricavati

Una volta ottenuta la curva di potenza resistente in piano del veicolo in funzione della velocità è ora possibile ricavare la progressiva dell'arco impostando un semplice bilancio energetico:

$$0 = P_m - P_{tot} - P_p \quad (3.15)$$

Dove

$P_m$  = Potenza motrice alle ruote [KW]

$P_{tot}$  = Potenza resistente totale comprensiva dei contributi di resistenza dei pneumatici e aerodinamica [KW]

$P_p$  = Potenza erogata o risparmiata per il superamento di una data pendenza

Essendo inoltre:

$$P_p = V \cdot m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.16)$$

In cui

$V$  = Velocità assoluta del veicolo [Km/h]

$\alpha$  = Pendenza in gradi assunta positiva per percorsi in salita

Dalle relazioni sopra esposte si ricava facilmente il valore della pendenza in gradi dalla relazione:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{P_m - P_{tot}}{V \cdot m \cdot g}\right) \quad (3.17)$$

E' ora possibile quindi, impostando un semplice foglio di calcolo, ricavare i valori della pendenza degli archi stradali A-B e B-A per ogni passaggio effettuato a velocità costante. Avendo preventivamente filtrato i dati acquisiti, per valori dell'accelerazione istantanea inferiori a 0,1 [m/s<sup>2</sup>], risulta piuttosto difficoltoso

mappare l'intera progressiva dell'arco per un unico passaggio. Graficando insieme le pendenze ottenute dai vari passaggi si ottengono così gli andamenti illustrati nelle figure 3-7 e 3-8 relative rispettivamente agli archi A-B e B-A.

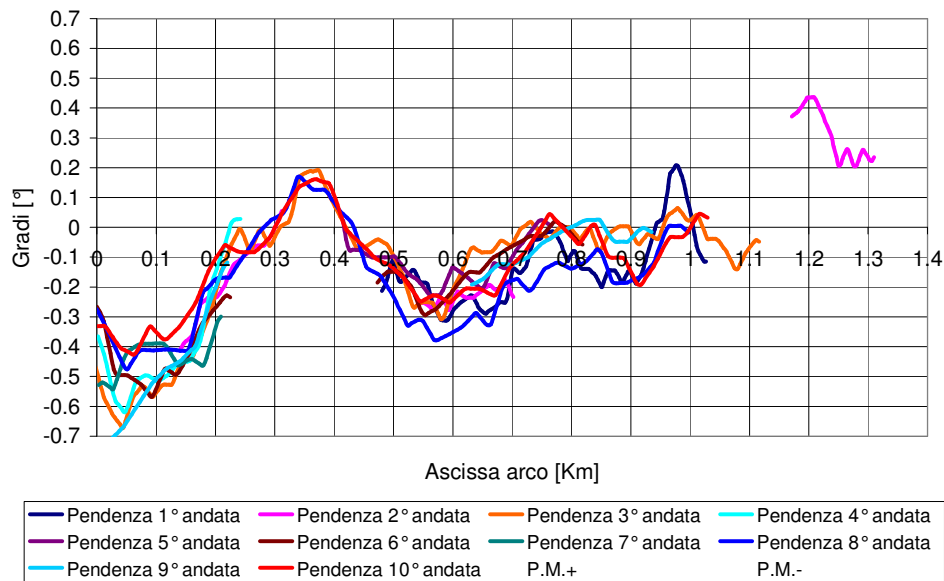


Figura 3-7 Andamenti della pendenza in funzione dell'ascissa dell'arco per passaggi differenti (A-B)

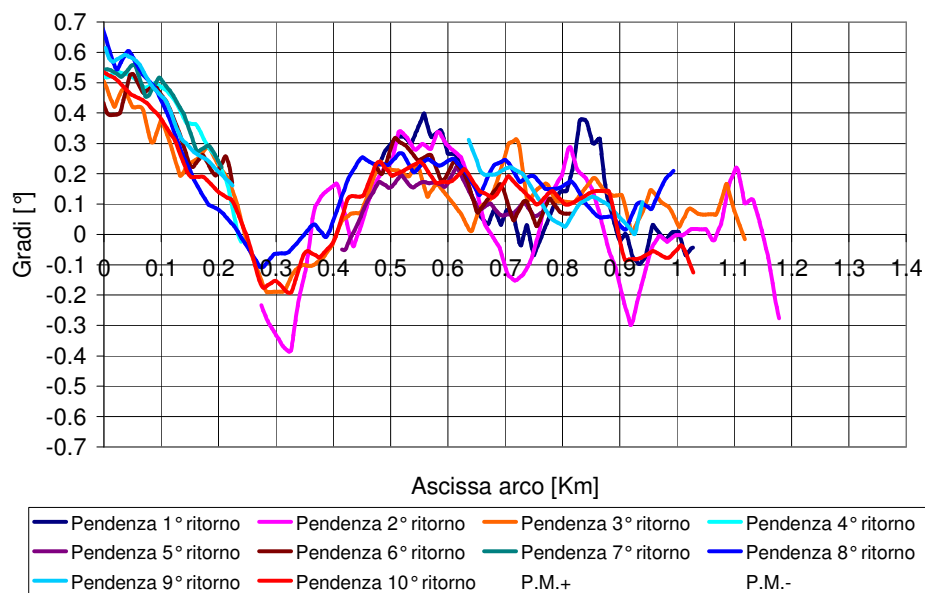


Figura 3-8 Andamenti della pendenza in funzione dell'ascissa dell'arco per passaggi differenti (B-A)

Come è possibile osservare dai grafici di figura 3-7 e 3-8 sembra che le varie misure di pendenza siano, escluse rare eccezioni, abbastanza coerenti tra loro; per visualizzare però correttamente tali andamenti è necessario effettuare una media puntuale delle varie misure in funzione dell'ascissa dell'arco in modo da compensare eventuali errori non sistematici. Per compiere tale operazione è stato necessario però riallineare le varie misure di pendenza in funzione di un'ascissa comune che per comodità è stata assunta come quella dell'acquisizione dati effettuata a velocità più elevata.

In figura 3-9 sono riportati a confronto gli andamenti delle pendenze medie degli archi A-B e B-A. Da un'analisi più accurata si nota come i due andamenti siano piuttosto speculari rispetto all'asse delle ascisse a dimostrazione del fatto che le ipotesi fatte e la procedura di calcolo utilizzata hanno portato a risultati coerenti. Si fa inoltre notare che per un valore dell'ascissa compreso tra 0.8 e 1 Km le pendenze misurate risultano meno speculari che sul resto dell'arco, tale fenomeno si pensa sia dovuto ad una pendenza realmente differente tra i due archi considerati. Si evidenzia infine che i valori delle pendenze misurate sono piuttosto piccoli, essendo massimo dell'ordine dello 0,9 % pari a circa  $0,5^\circ$ .

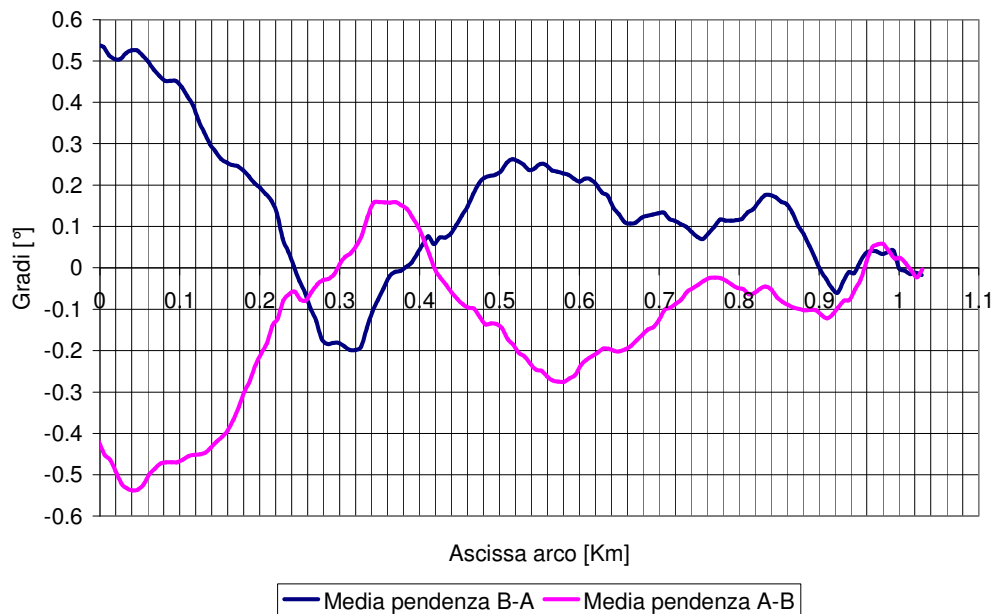


Figura 3-9 Andamenti medi della pendenza degli archi A-B e B-A

E' semplice verificare che l'errore massimo che si commette effettuando un'unica misurazione di pendenza è di  $\pm 0,2^\circ$ . Tale verifica può essere effettuata inserendo semplicemente nei grafici di figura 3-7 e 3-8 la pendenza media calcolata incrementata e ridotta di  $0,2^\circ$ .

Se da un lato un errore di  $0,2^\circ$  su una misura di massimo  $0,5^\circ$  può considerarsi un errore non trascurabile, dall'altro va considerato che in realtà un tale errore è difficile da valutare in pratica, inoltre va tenuto presente che se tale errore permanesse per misure di pendenze più elevate l'approssimazione sarebbe più che accettabile. Tale affermazione è in parte verificata dal fatto che all'aumentare della pendenza misurata sembrerebbe che l'errore commesso nella misurazione resti compreso nel range di misura sopra citato.

In figura 3-10 e 3-11 è illustrata tale verifica inserendo in nero gli andamenti della pendenza media calcolata, incrementata e ridotta di  $0,2^\circ$ .

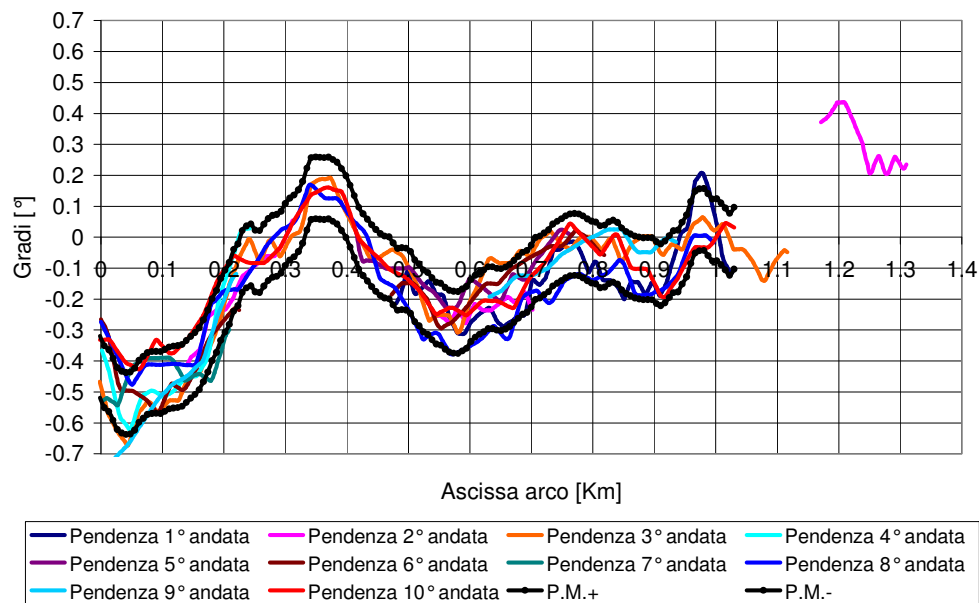


Figura 3-10 Rappresentazione grafica dell'errore medio commesso nelle singole misure (arco A-B)

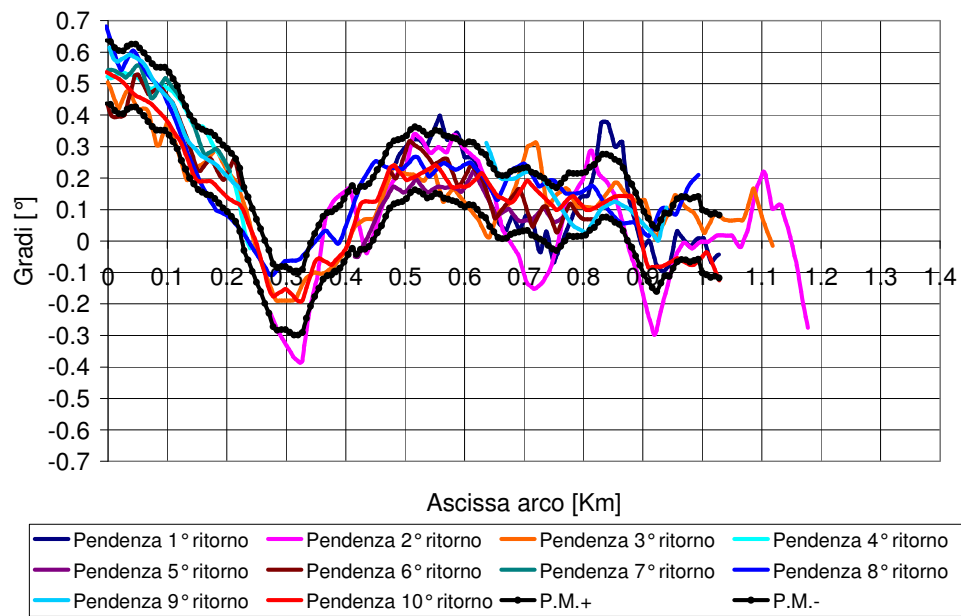


Figura 3-11 Rappresentazione grafica dell'errore medio commesso nelle singole misure (arco B-A)

### 3.8 Valutazione degli errori commessi nel bilancio energetico

Al fine di valutare gli errori commessi nell'analisi appena esposta, essendo quest'ultima basata su una serie di bilanci energetici, è preferibile andare a valutare la differenza tra potenza istantanea erogata e potenza istantanea totale resistente.

In pratica nel seguente paragrafo si andrà a valutare se, e con quali margini di errore, la seguente relazione è rispettata:

$$P_m = P_{res} + P_p \quad (3.18)$$

Dove:

$P_m$  = Potenza motrice istantanea alle ruote [KW]

$P_{res}$  = Potenza resistente istantanea in piano [KW] ricavata dalla curva ottenuta nel paragrafo 3.6

$P_p$  = Potenza istantanea dovuta alla pendenza in base alla progressiva ricavata precedentemente [KW]

Essendo i dati raccolti ottenuti a velocità costante risulta evidente come nell'espressione (3.18) il termine inerziale sia stato omissso. Dopo un analisi di tutti i passaggi effettuati alle varie velocità di percorrenza sia sull'arco A-B che sull'arco B-A si è andati a ricavare l'errore medio percentuale commesso nell'equazione di bilancio (3.18) dato dalla relazione:

$$Errore\%medio = \frac{\sum_{i=1}^n \left| (P_{res} + P_p) - P_m \right| \cdot \frac{100}{P_m}}{n} \quad (3.19)$$

Dove n sono il numero di dati acquisiti nel passaggio a velocità costante sull'arco.

In figura 3-12 e 3-13 sono illustati gli andamenti della potenza motrice istantanea alle ruote e della potenza resistente totale, pari al secondo membro dell'equazione (3.18), relativamente ad un passaggio a 66 Km/h sull'arco A-B ed uno a 101 Km/h sull'arco B-A.

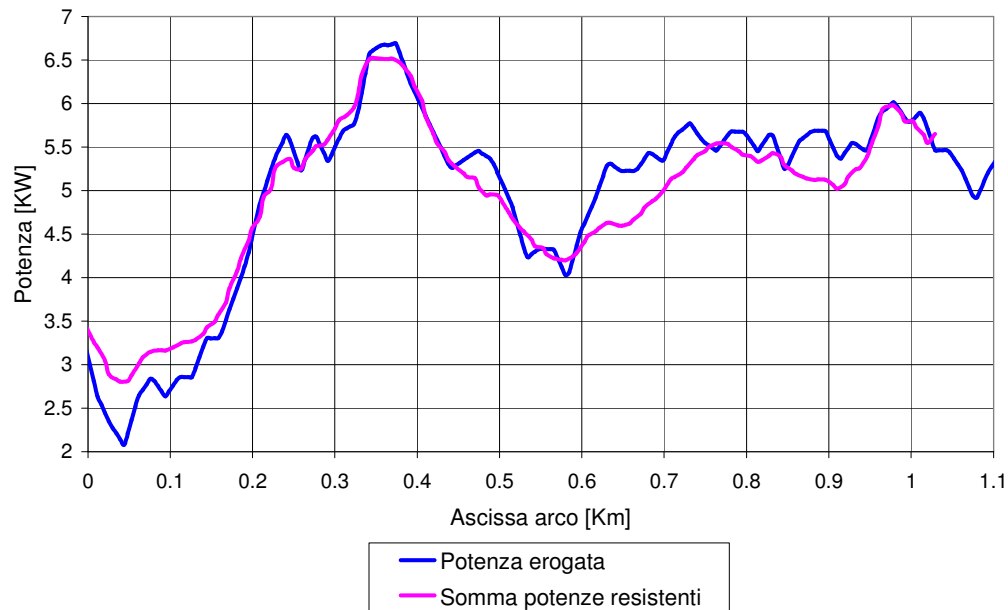


Figura 3-12 Valutazione dell'errore commesso nel bilancio energetico del veicolo (A-B 66 Km/h)

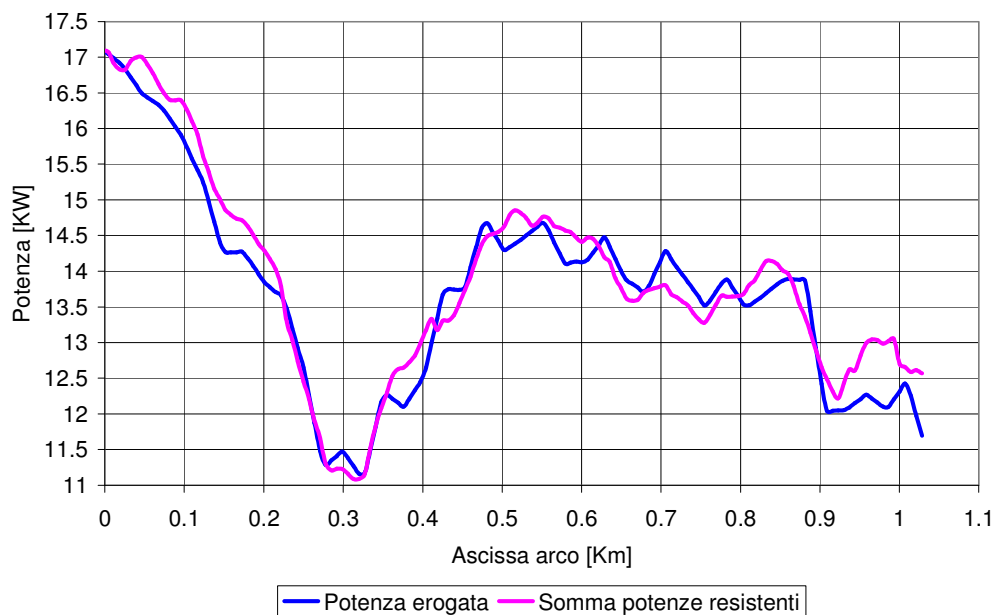


Figura 3-13 Valutazione dell'errore commesso nel bilancio energetico del veicolo (B-A 101 Km/h)

Come risulta visibile dai grafici di figura 3-12 e 3-13 gli errori percentuali risultano contenuti rendendo i due andamenti quasi sovrapponibili.

In tabella 3-1 sono invece quantificati gli errori medi percentuali in funzione delle varie velocità di percorrenza dell'arco.

Tabella 3-1 Errori medi percentuali commessi nel bilancio energetico relative alle varie velocità di acquisizione

	46 [Km/h]	54 [Km/h]	66 [Km/h]	72 [Km/h]	77 [Km/h]	83 [Km/h]	87 [Km/h]	92 [Km/h]	97 [Km/h]	101 [Km/h]
Errore % Medio	7	14.1	6	7.3	3.3	3.5	6.9	5.2	6.2	3.2

Come visibile nella tabella appena illustrata gli errori percentuali medi commessi nell'analisi non superano quasi mai il valore del 10% anzi si aggirano come valore medio attorno al 6.2%.

L'errore del 14.1% che si ottiene a 54 Km/h si ritiene sia dovuto a fenomeni aerodinamici non stazionari che si generano a tale velocità.



Il margine di errore medio ottenuto risulta più che soddisfacente per validare lo studio fin qui esposto.

### 3.9 Analisi delle prove di deriva

Per effettuare un'ulteriore verifica sull'esattezza della curva di potenza resistente in piano ottenuta e delle progressive dei due archi ricavate, si sono analizzate le quattro prove di deriva precedentemente descritte nel paragrafo 3.4. L'obiettivo di questa parte del lavoro è stata quella di verificare se, integrando nella prova di deriva le curve ricavate di potenza resistente e progressiva di pendenza, l'andamento previsto di velocità, a parità di condizioni iniziali ( $X(0)=X_0$ ;  $V(0)=V_0$ ), rispecchia quello sperimentale. Le relazioni utilizzate per l'integrazione dei dati sono:

$$\begin{array}{lcl}
 F(t)_{res} = \frac{-P(V_t)_{res} \cdot 1000}{V_t} & & \\
 F(t)_p = -m \cdot g \cdot \sin(\alpha(x)) & \Rightarrow & V_t = V_{t-1} + (a_{t-1} \cdot \Delta t) \\
 \Delta t = 0.25 \text{ sec} & & a_t = \frac{(F(t)_{res} + F(t)_p)}{m_c} \\
 X(0) = X_0 & & \\
 V(0) = V_0 & & 
 \end{array}$$

In cui si fa presente che  $P(V_t)_{res}$  è la curva di potenza resistente ricavata e che  $\alpha(x)$  è la progressiva dell'arco in funzione dell'ascissa dell'arco stessa.

Impostando alcuni fogli di calcolo per effettuare le integrazioni si sono ricavati i grafici rappresentanti l'andamento della velocità della prova in funzione dell'ascissa dell'arco. In figura 3-14 e 3-15 sono rappresentati tali grafici relativi alle prove effettuate sull'arco A-B e in figura 3-16 e 3-17 quelli relativi all'arco B-A.

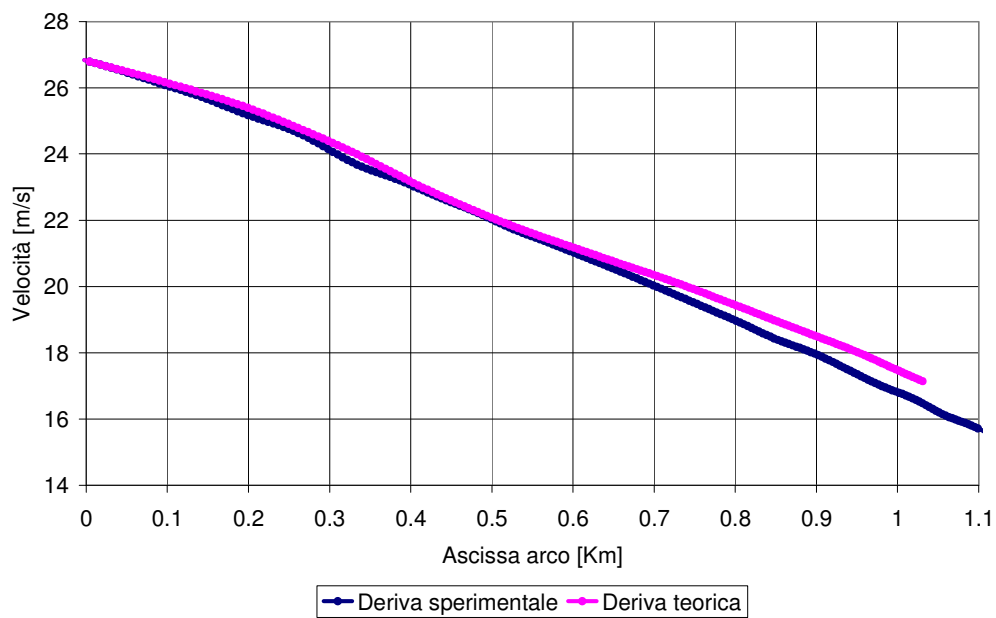


Figura 3-14 Confronto tra l'andamento della prima deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco A-B)

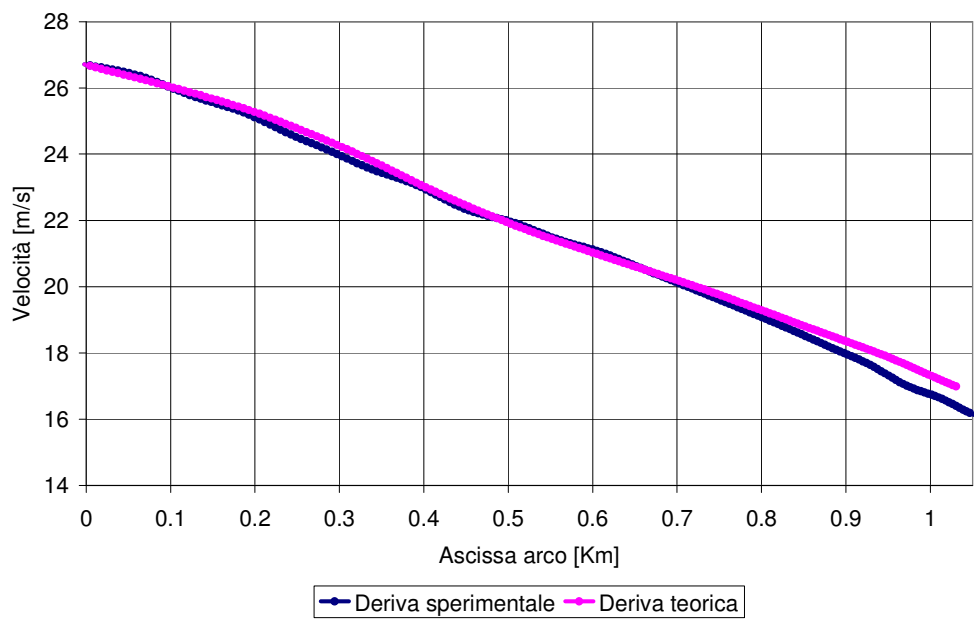


Figura 3-15 Confronto tra l'andamento della terza deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco A-B)

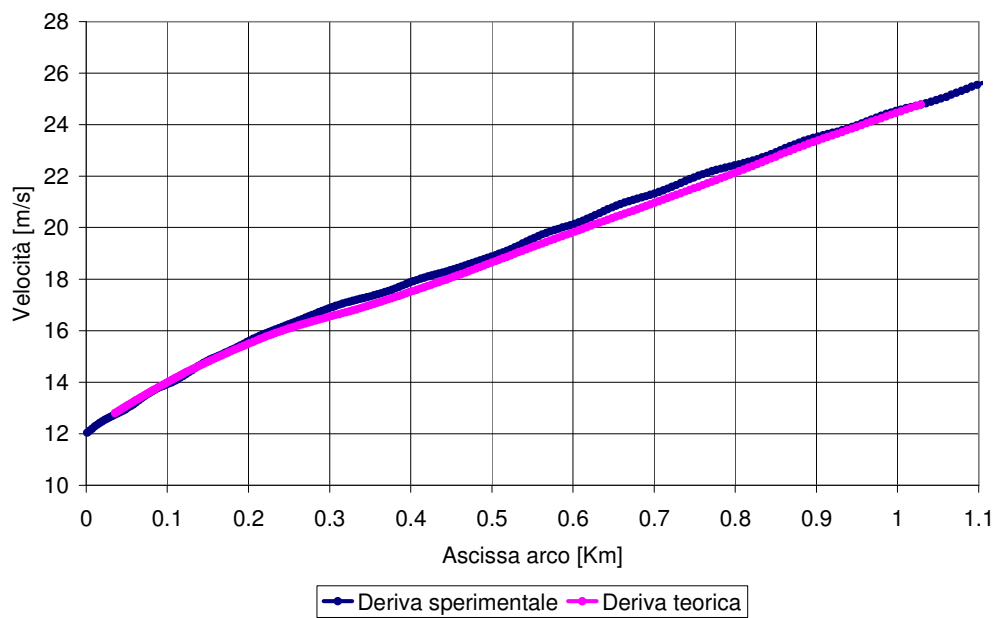


Figura 3-16 Confronto tra l'andamento della seconda deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco B-A)

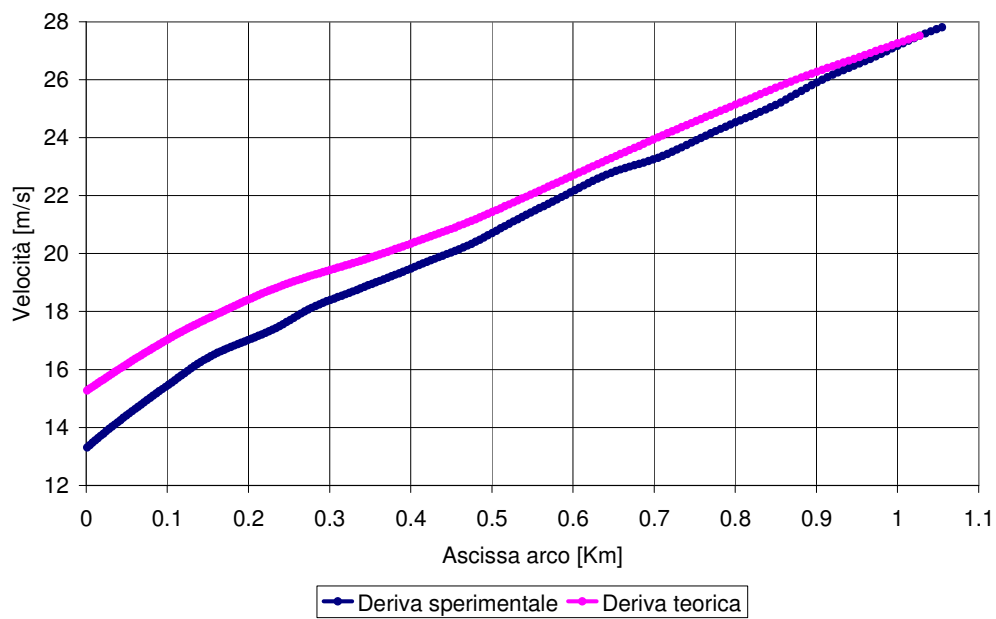


Figura 3-17 Confronto tra l'andamento della quarta deriva sperimentale e il rispettivo andamento teorico (arco B-A)

Gli andamenti delle derive illustrati nelle figure 3-14, 3-15, e 3-16 ci mostrano che gli andamenti ricavati teoricamente si adattano piuttosto bene agli andamenti sperimentali, considerando soprattutto il fatto che le equazioni utilizzate per l'integrazione prevedono un moto perfettamente rettilineo. Tale condizione come è ovvio è irrealizzabile in una prova sperimentale su strada comportando delle lievi deviazioni trasversali che portano ad una ulteriore decelerazione dovuta alla componente longitudinale della forza laterale esercitata dai pneumatici. A confermare quanto appena affermato, dall'analisi della quarta deriva illustrata in figura 3-17, si comprende che l'eccessivo disallineamento tra deriva teorica e sperimentale è dovuto proprio ad una deviazione di traiettoria visibile grazie all'interfaccia GPS Transcad. In figura 3-18 è illustrato il cambio di traiettoria riscontrato nella prova relativa alla quarta deriva.

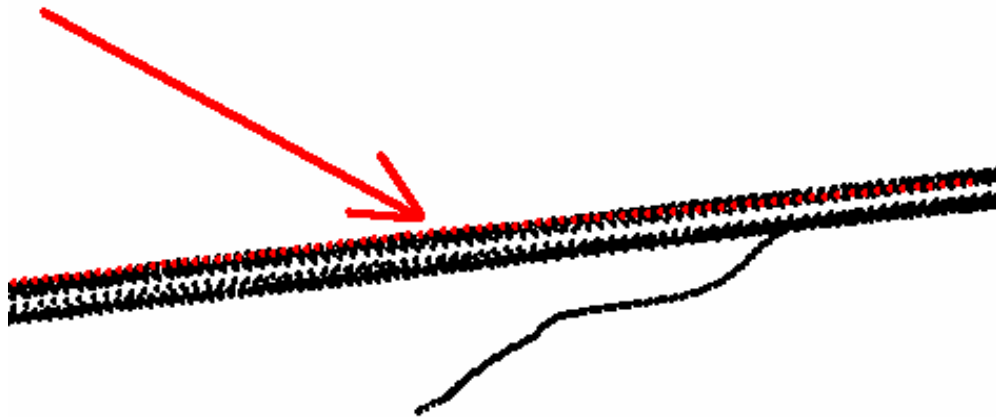


Figura 3-18 Illustrazione della deviazione di traiettoria effettuata nella quarta deriva

E' importante valutare il fatto che, per ascissa compresa tra 0 e 0,4, l'andamento della velocità teorica delle derive 2 e 4 (illustrate rispettivamente nelle figure 3-16 e 3-17) segue piuttosto bene quello sperimentale a conferma del fatto che la pendenza ricavata in questo tratto di arco, oltre ad essere quella più alta misurata (circa  $0.5^\circ$ ), risulta essere verosimile alla realtà.

Un'ulteriore verifica effettuata su queste prove consiste nel verificare in assenza di potenza motrice l'uguaglianza istante per istante dell'equazione:

$$0 = m_c \cdot a - F_{res} - F_p$$

In cui:

$a$  = accelerazione sperimentale [m/s<sup>2</sup>]

Tale verifica ha evidenziato errori percentuali rispetto alla forza di inerzia sperimentale dell'ordine del 15%, valore accettabile considerando nuovamente l'impossibilità sperimentale di seguire durante l'arco delle prove sperimentali traiettorie puramente rettilinee.

### 3.10 Modellazione matematica della curva di potenza resistente del veicolo

Allo scopo di semplificare la metodologia di calcolo della pendenza esposta nel paragrafo 3.7, si è cercato di modellare la curva di potenza resistente ricavata sperimentalmente con una convenzionale cubica in funzione della velocità. L'obiettivo di questa parte dello studio è stato quello di ottenere la funzione che meglio si adatta ai risultati sperimentali a disposizione.

A tale scopo si sono modellate tre differenti curve di potenza approssimanti, illustrate in figura 3-19 rispettivamente di equazioni:

$$\text{Curva 1: } P_{res} = 0.0000057 \cdot V^3 + 0.0003 \cdot V^2 + 0.0333 \cdot V$$

$$\text{Curva 2: } P_{res} = 0.0000066 \cdot V^3 + 0.0003 \cdot V^2 + 0.0333 \cdot V$$

$$\text{Curva 3: } P_{res} = 0.0000075 \cdot V^3 + 0.0003 \cdot V^2 + 0.0333 \cdot V$$

Nelle precedenti relazioni  $V$  è espressa in [Km/h] e  $P_{res}$  in [Kw].

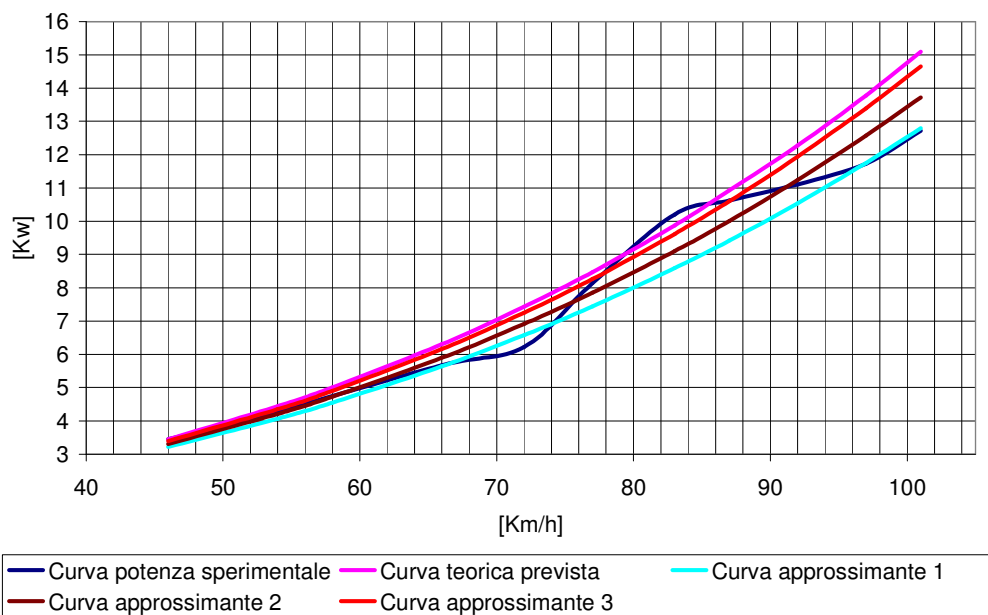


Figura 3-19 Approssimazione della curva di potenza sperimentale

Come visibile in figura 3-19 nessuna delle curve inserite si adatta alla perfezione alla curva sperimentale ricavata. Per verificare quale delle tre curve si adatti meglio ad approssimare il reale comportamento del veicolo si è scelto di effettuare una verifica sulle prove di deriva già descritte nel paragrafo 3.9. Ripetendo quindi le integrazioni già descritte nel suddetto paragrafo si sono ottenuti gli andamenti di velocità in deriva rispettivi alle curve di potenza assorbita approssimanti. A giudicare dai risultati ottenuti da tale verifica non c'è dubbio che la curva che meglio si adatta alla riproduzione dei dati sperimentali è la curva approssimante 3 illustrata in rosso in figura 3-19. In figura 3-20 e 3-21 sono messi a paragone gli andamenti della velocità sperimentale (in blu) di due prove di deriva con gli andamenti ricavati dalla curva di potenza assorbita sperimentale (in verde) e quella approssimante (in rosa). Come chiaramente visibile dai due grafici sembra che la curva di potenza (3) trovata approssimi l'andamento della deriva meglio di quella ricavata sperimentalmente nel paragrafo 3.6.

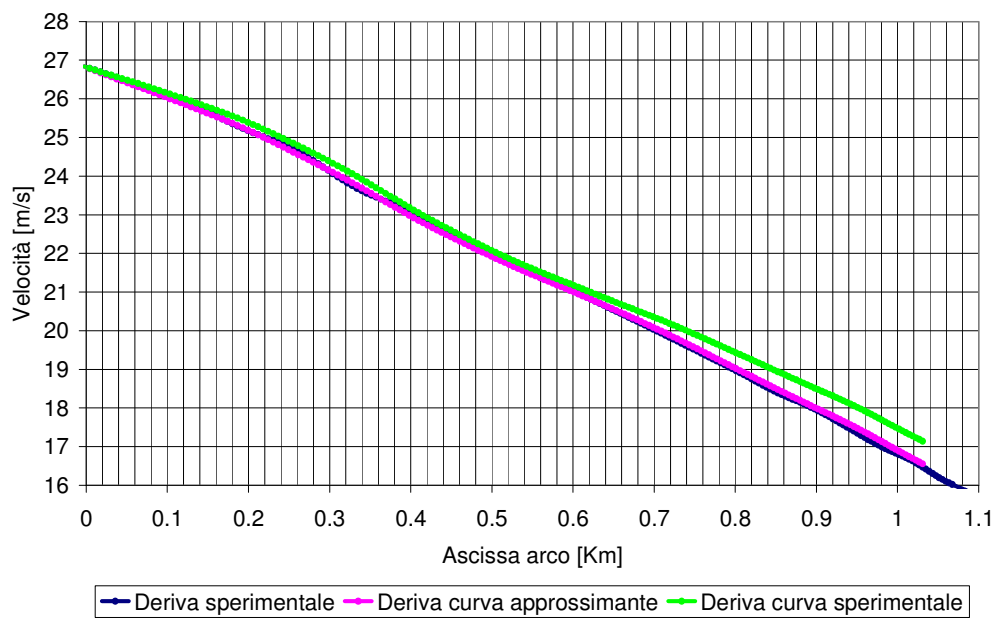


Figura 3-20 Confronto tra deriva sperimentale, teorica e approssimata

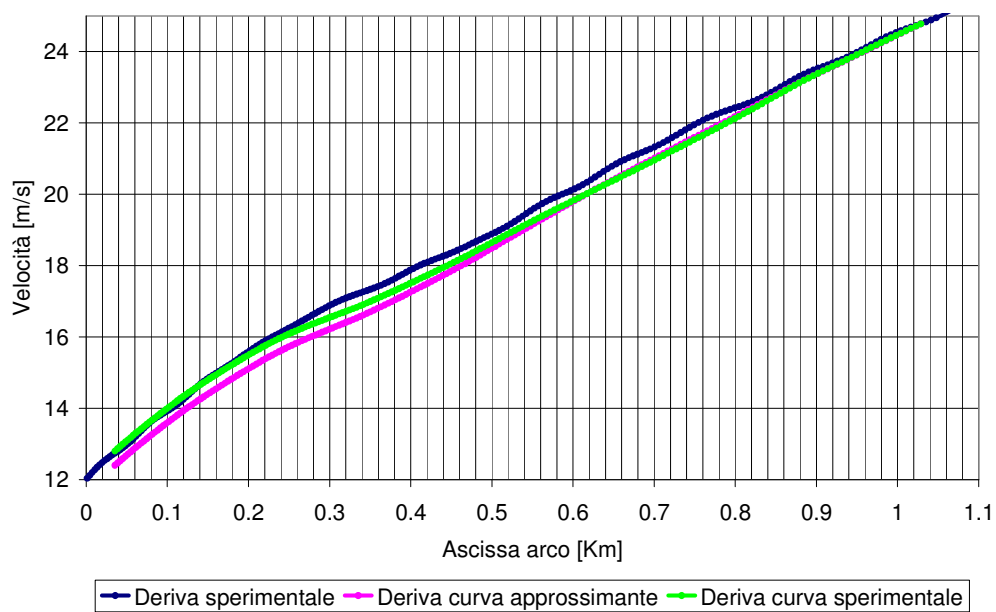


Figura 3-21 Confronto tra deriva sperimentale, teorica e approssimata

### 3.11 Ottenimento dei profili di pendenza sfruttando la curva di potenza approssimata

Per verificare l'effettiva bontà della curva di potenza assorbita approssimata si sono andate a ricavare nuovamente le pendenze degli archi A-B e B-A sfruttando per l'appunto la suddetta curva. Ripetendo quindi la procedura di calcolo già effettuata nel paragrafo 3.7 si sono ricavate le progressive degli archi in questione. In figura 3-22 e 3-23 sono riportate le progressive ricavate alle varie velocità di percorrenza degli archi.

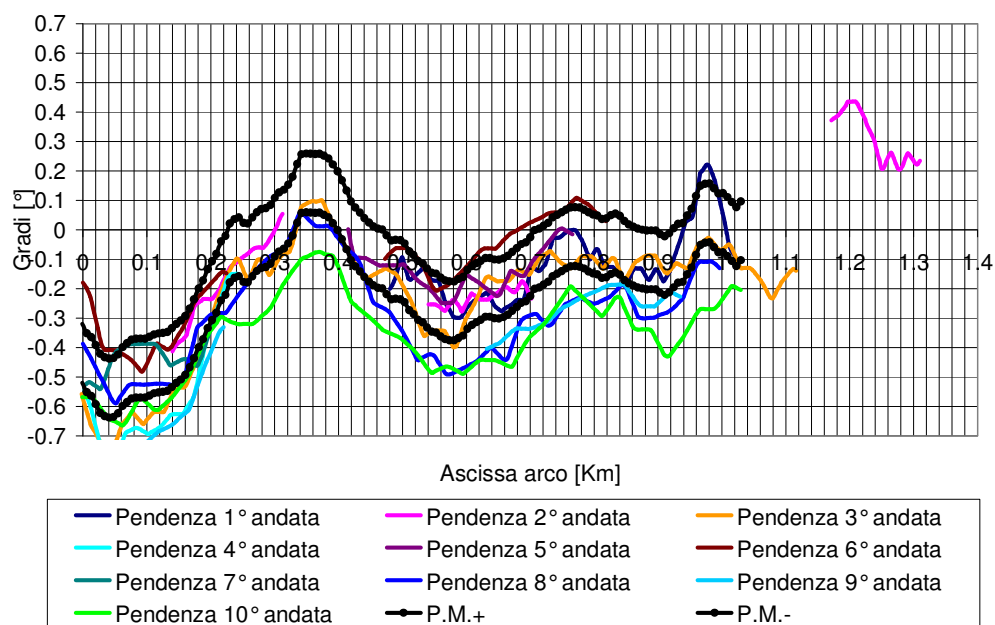


Figura 3-22 Profili di pendenza ottenuti sfruttando la curva di potenza resistente approssimata



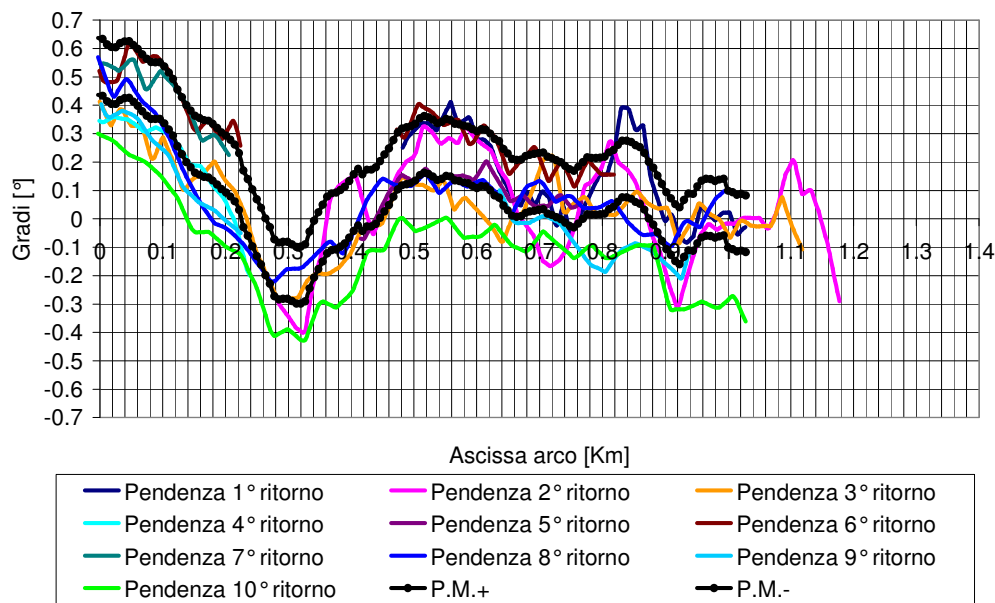


Figura 3-23 Profili di pendenza ottenuti sfruttando la curva di potenza resistente approssimata

Si fa inoltre notare che in tali grafici sono stati inseriti in nero gli andamenti della pendenza media calcolata in precedenza  $\pm 0,2^\circ$ . Risulta evidente dai risultati illustrati, che l'errore medio commesso nella misura della progressiva, utilizzando la curva di potenza assorbita presa per buona dall'analisi svolta nel precedente paragrafo, è di gran lunga superiore a quello precedentemente ricavato e illustrato in figura 3-10 e 3-11. E' evidente a questo punto che la curva di potenza assorbita approssimata non riproduce sufficientemente bene l'andamento delle forze resistenti in funzione della velocità al contrario invece di quella sperimentalmente ricavata nel paragrafo 3.6. La motivazione per cui la curva approssimata sembra riprodurre meglio le prove di deriva sta nel fatto che probabilmente sopperisce, grazie ad una potenza stimata resistente maggiore, a cali di velocità dovuti a leggere deviazioni di traiettoria del veicolo.

Grazie a questa ultima verifica quindi si può considerare valida l'analisi svolta sino a questo punto.

### 3.12 Profili di pendenza ricavati da acquisizioni effettuate a velocità non costante

L'obiettivo di questa parte del lavoro è quello di valutare come la metodologia di calcolo della pendenza esposta si adatta ad acquisizioni effettuate non a velocità costante. Tali variazioni implicano l'impossibilità di trascurare il termine inerziale  $F_i$  nell'equazione di bilancio energetico (3.1).

Si sono analizzate in particolare due acquisizioni entrambe relative all'arco A-B con andamenti di velocità in funzione dell'ascissa dell'arco illustrati in figura 3-24.

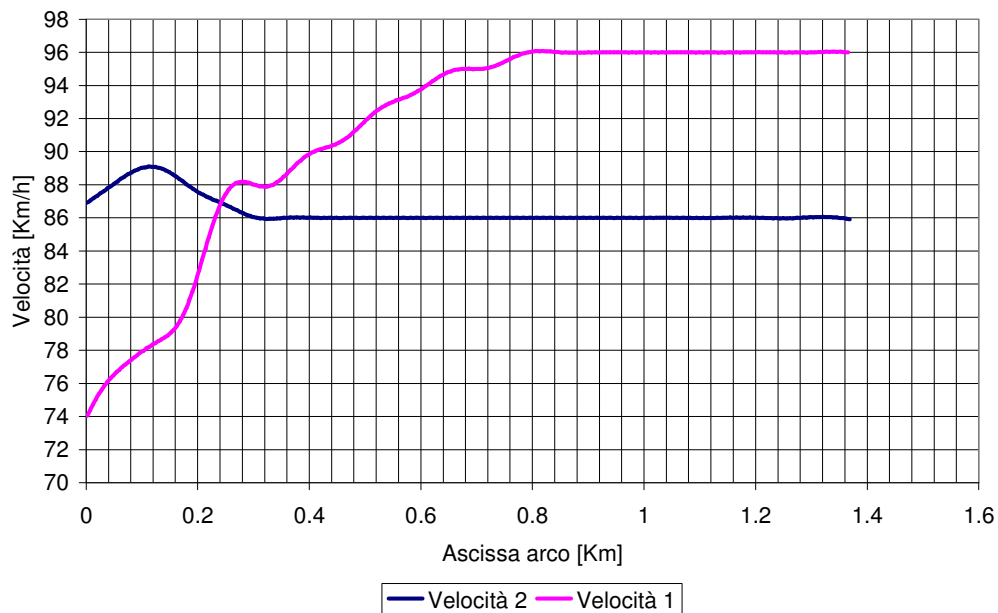


Figura 3-24 Andamenti delle velocità per due prove svolte sull'arco A-B

Essendo la trasmissione del veicolo un organo elastico, la prima verifica da effettuare su tali dati per evitare errori nel successivo bilancio energetico, è consistita nel constatare che non ci fossero disallineamenti temporali tra potenza erogata e accelerazione istantanea del veicolo. Tale verifica è illustrata graficamente in figura 3-25 in cui sono graficate su due ordinate differenti la potenza erogata e l'accelerazione istantanea (relative alla prova 1), entrambe in funzione dell'ascissa dell'arco.

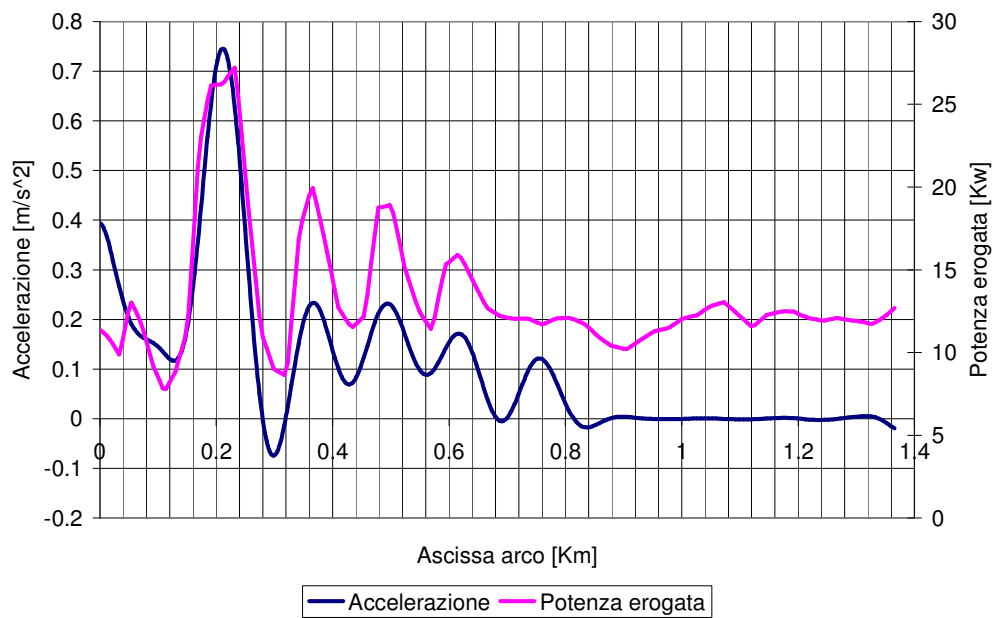


Figura 3-25 Verifica di allineamento temporale tra potenza erogata e accelerazione istantanea

A questo punto ripetendo la procedura di calcolo precedentemente illustrata nel paragrafo 3.7 con l'aggiunta del termine inerziale del veicolo  $m_c \cdot a_s$ , in cui il primo termine è la massa corretta del veicolo calcolata con il metodo elaborato da Bosh e il secondo è l'accelerazione sperimentale istantanea, si ricavano le progressive di pendenza relative alle due prove. Tali curve sono illustrate in figura 3-26.

Da un'analisi dei risultati è evidente che le pendenze ottenute con tale metodologia di calcolo, adattata per prove a velocità variabile, nonostante in linea di massima seguano l'andamento previsto (in verde) non garantiscono la necessaria precisione e ripetibilità delle misure effettuate.

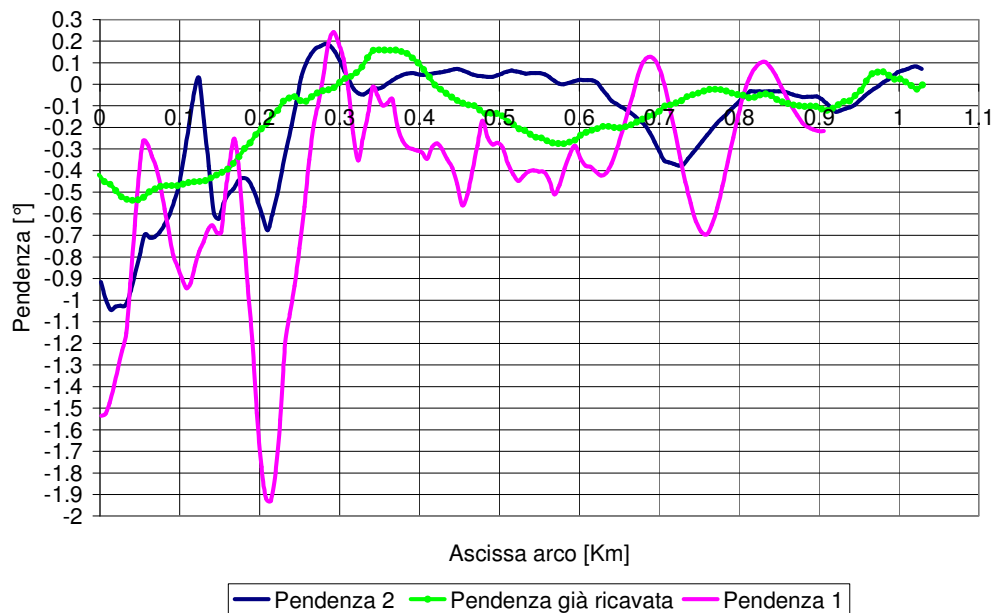


Figura 3-26 Confronto tra le pendenze ricavate dai dati relativi a prove con accelerazione e quella già ricavata

L'importanza degli errori riscontrati in tale analisi è da attribuirsi probabilmente alla differenza tra forza di inerzia sperimentale e somma delle forze agenti sul veicolo calcolate sulla base della curva di potenza assorbita ricavata in funzione della velocità e della progressiva di pendenza calcolata. Le motivazioni principali che tendono a giustificare tali errori sono:

- La potenza erogata dal motore essendo gestita dal sistema retroattivo Cruise tende ad avere un andamento oscillatorio che senza dubbio non facilita la nostra analisi
- Essendo l'accelerazione calcolata per derivazione della velocità e filtrata in frequenza per ottenere un andamento continuo, tende ad essere poco influenzata da brevi transitori di potenza erogata che generano in realtà piccole variazioni di velocità del veicolo.

In figura 3-27 sono graficati gli andamenti della forza di inerzia (sperimentale) e della somma di tutte le forze agenti sul veicolo (teoriche) relative alla prova 1. Si

vede come in alcuni punti le differenze siano consistenti e quindi causa di errori nel calcolo della pendenza.

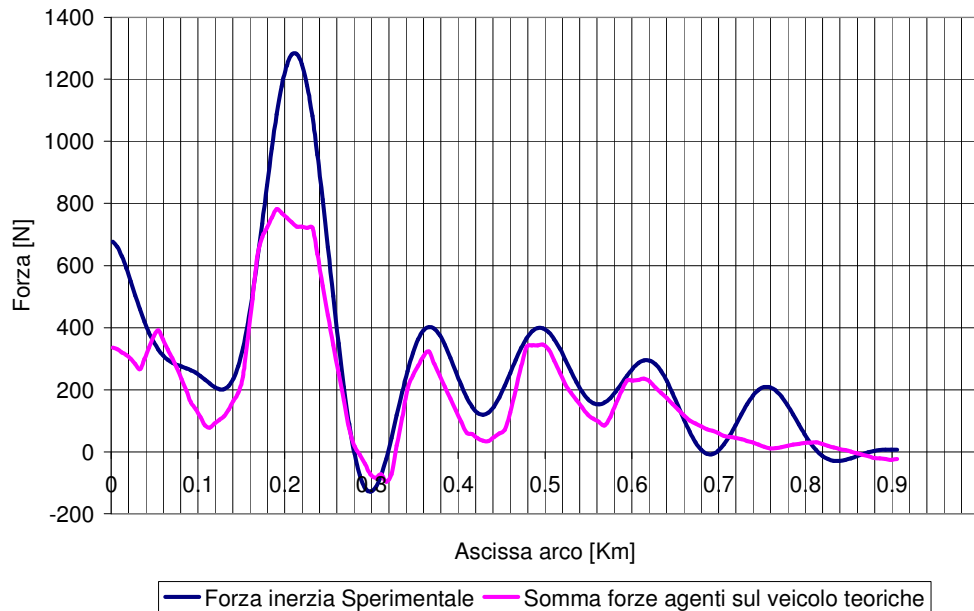


Figura 3-27 Confronto tra forza di inerzia sperimentale e somma delle forze teoriche esterne agenti sul veicolo

Dal grafico emerge una notevole discrepanza tra le forze dovuto ad un picco di accelerazione imprevisto che ha portato quindi al calcolo di un corrispondente picco di pendenza negativo visibile in figura 3-26.

Al termine di questa analisi risulta quindi evidente che il modello di calcolo utilizzato per ricavare le pendenze da acquisizioni effettuate a velocità quasi costante, si adatta difficilmente a misure effettuate a velocità variabile.

### 3.13 Validazione delle pendenze misurate su un percorso prestabilito dalla progressiva nota

Avendo a questo punto a disposizione uno strumento in grado di calcolare, per acquisizioni effettuate a velocità circa costante, la pendenza del profilo stradale percorso, si è provato a ricavare la progressiva di un percorso nel centro di Roma sul quale erano già state eseguite diverse acquisizioni dati con vetture differenti.

Le acquisizioni sono state effettuate la notte del 20-03-2006 a bordo dell'Honda Civic 2.0 sul percorso cittadino illustrato in figura 3-28.

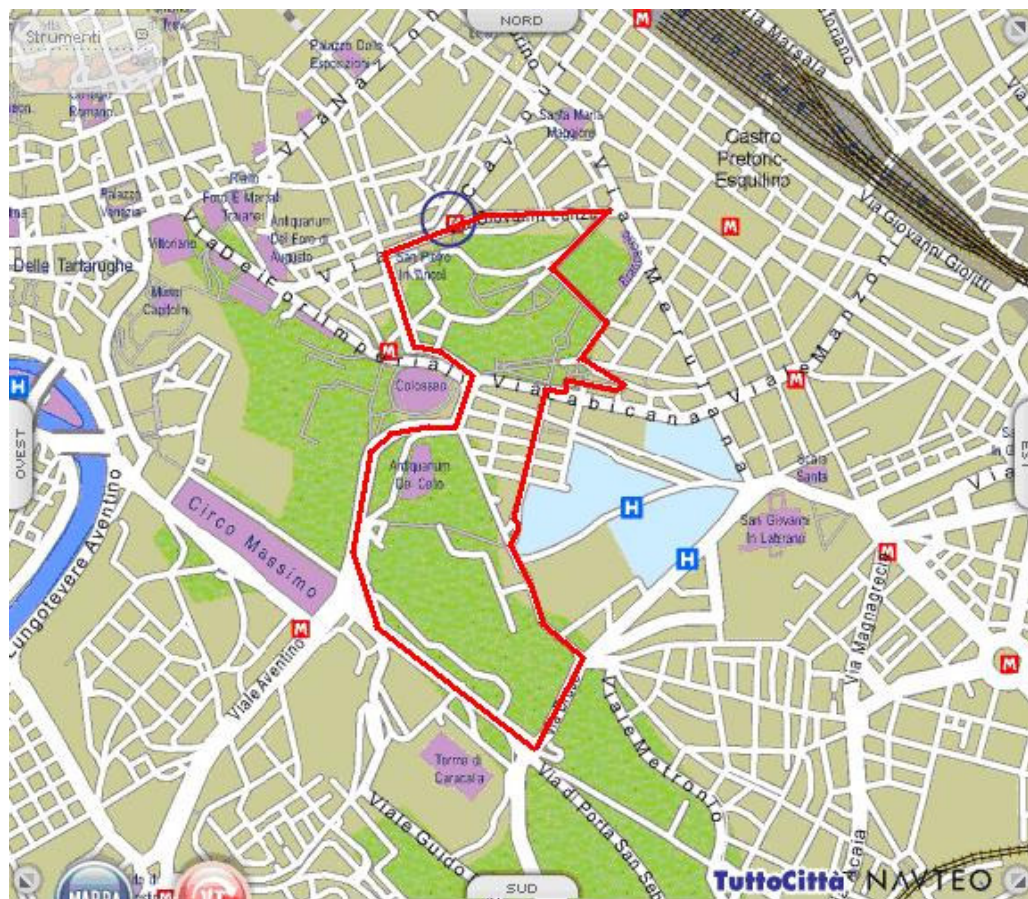


Figura 3-28 Illustrazione del percorso di prova programmato

Dovendo effettuare diversi giri del percorso a velocità il più possibile costante si è preferito svolgere tali prove in notturna per evitare il più possibile il traffico cittadino. La campagna di acquisizione è consistita nell'effettuare:

- Tre giri del percorso a velocità circa costante di 44 Km/h
- Tre giri del percorso a velocità circa costante di 51 Km/h
- Quattro giri del percorso a velocità circa costante di 56 Km/h

La tortuosità del percorso, la presenza di numerosi semafori attivi uniti all'inevitabile presenza di traffico hanno limitato fortemente le nostre acquisizioni rendendo

possibile una andatura a velocità circa costante su due sole zone del percorso prestabilito. Inoltre la presenza di alcune discese dalla notevole pendenza ha reso in tali tratti impossibile un'andatura a velocità costante sfruttando il solo freno motore. In particolare si è riusciti ad analizzare i dati relativi esclusivamente al rettilineo che costeggia le Terme di Caracalla e a Via S.Gregorio raffigurate rispettivamente in blu e rosso in figura 3-29.

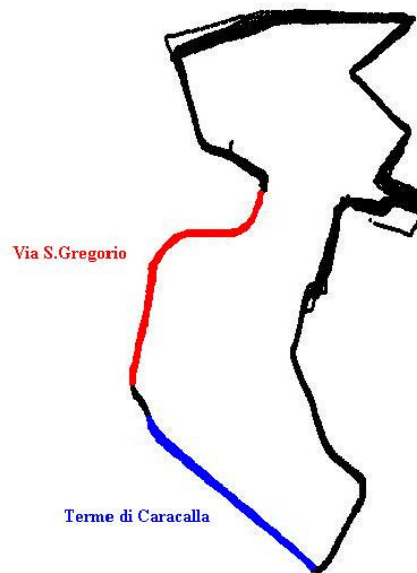


Figura 3-29 Rappresentazione dei tratti del percorso utili alla nostra analisi

Isolando dai dati raccolti, per mezzo dell'interfaccia grafica del programma Transcad, esclusivamente quelli relativi a passaggi a velocità costante sui due tratti di percorso illustrati, si è successivamente passati all'analisi di tali dati. Ripetendo quindi la procedura di calcolo precedentemente illustrata nel paragrafo 3.7 si sono così ottenute le progressive dei due archi in questione in funzione delle rispettive ascisse curvilinee considerate pari a zero in corrispondenza dell'inizio della via.

Va sottolineato purtroppo che la curva di potenza resistente in piano, precedentemente ricavata e utilizzata, potrebbe subire in questo ambito delle piccole variazioni dovute al fatto che, essendo il fondo stradale del percorso in oggetto realizzato in pavé, la resistenza al rotolamento dei pneumatici sarà sicuramente maggiore rispetto a quella riscontrata su un classico fondo stradale. Analizzando in

effetti le progressive ricavate alle varie velocità si riscontra un lieve incremento delle pendenze misurate all'aumentare della velocità di percorrenza dell'arco, ciò è probabilmente dovuto al fatto che la maggior potenza resistente riscontrata all'aumentare della velocità viene interpretata dal foglio di calcolo pre impostato come una potenza erogata per superare una pendenza superiore.

Al fine di validare la metodologia di calcolo elaborata si sono inoltre confrontate le progressive ricavate con le pendenze misurate sperimentalmente, usando strumenti di misura classici, da un gruppo di lavoro composto da tre studenti. L'accuratezza permessa da tali apparecchiature per la misura della pendenza è di circa  $\pm 0,2^\circ$  quindi sufficientemente attendibile per effettuare un'analisi comparativa tra gli andamenti della pendenza misurata con le due differenti metodologie.

In figura 3-30 sono riportati gli andamenti delle progressive misurati in quattro differenti passaggi a velocità costante in Via Terme di Caracalla e in nero la pendenza ricavata con la metodologia classica di misura.

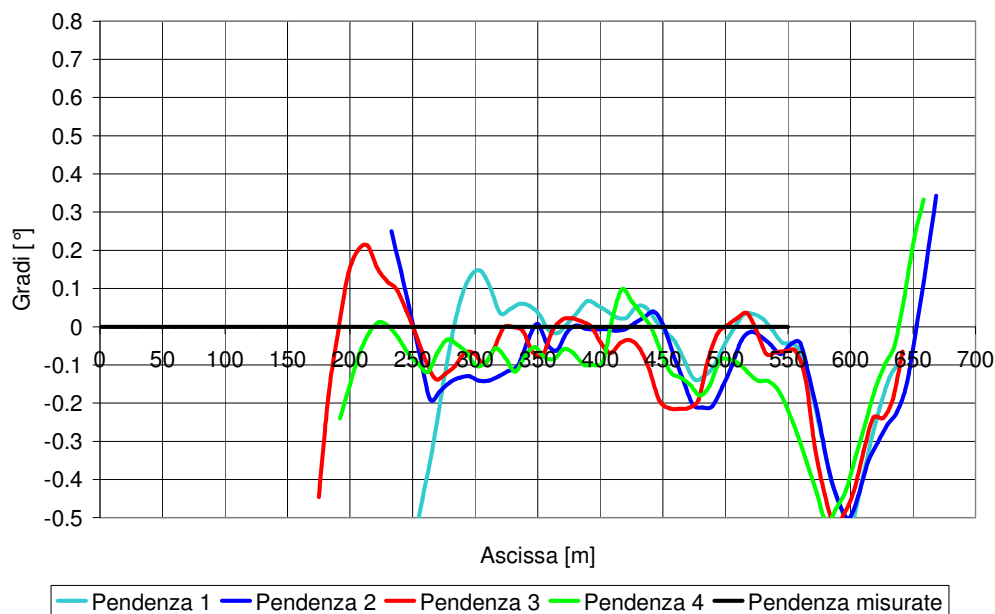


Figura 3-30 Pendenze misurate in Via Terme di Caracalla

Come risulta chiaramente visibile dal grafico illustrato in figura il valore di pendenza ricavato non si discosta mai di più di  $0,2^\circ$  da quello effettivamente misurato, tale



marginale di errore è più che accettabile se si considera l'accuratezza di  $\pm 0,2^\circ$  caratteristica degli strumenti utilizzati per la misura.

Analogamente a quanto già visto, in figura 3-31 sono riportati gli andamenti della pendenza misurati in tre differenti passaggi a velocità circa costante in Via S. Gregorio e in nero la pendenza ricavata con la metodologia classica di misura.

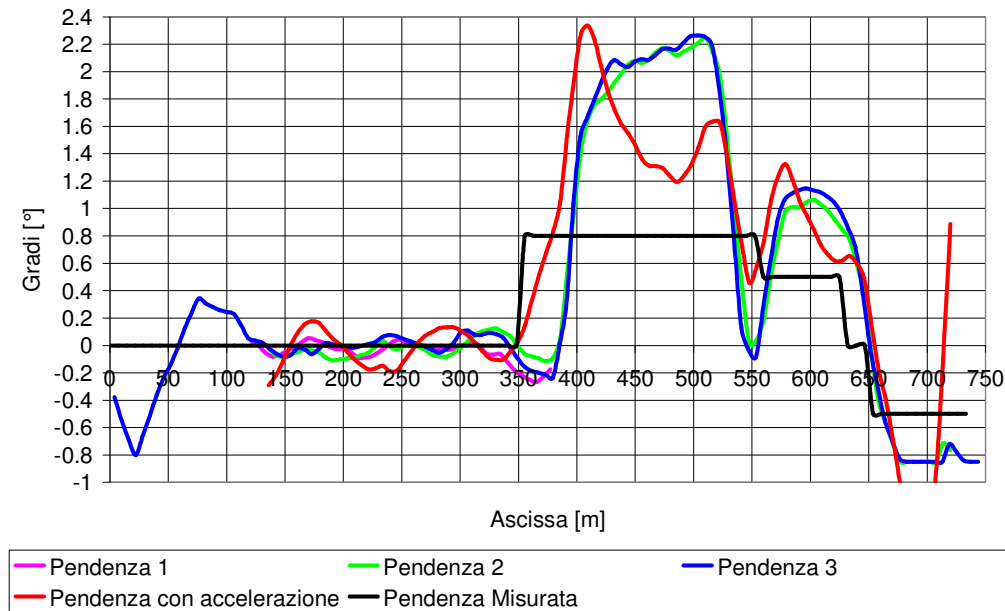


Figura 3-31 Pendenze misurate in Via S. Gregorio

Come mostrato dal grafico gli errori commessi nella prima parte dell'arco risultano accettabili mentre per ascissa superiore ai 350 m il valore della pendenza ricavato risulta sovrastimato rispetto a quello sperimentalmente misurato. Tale disallineamento delle misure è da imputarsi a due fattori principali:

- L'arco considerato per ascissa superiore ai 350 m presenta una curva a  $90^\circ$  il che rende il modello di moto rettilineo del veicolo inadeguato ai dati in considerazione.
- La velocità del veicolo per ascissa superiore ai 350 m non riesce, nonostante l'intervento del Cruise control, a restare costante a causa del cambio di

pendenza improvviso abbinato a una traiettoria non rettilinea del veicolo stesso.

In figura 3-31 è inoltre presente l'andamento della pendenza ricavato tenendo conto le forze di inerzia generate dalla consistente decelerazione. E' evidente che tale andamento nonostante sia mediamente più vicino al valore misurato, risenta comunque delle incertezze già discusse nel paragrafo 3.12.

Dall'analisi appena effettuata si evince che la metodologia elaborata, per il calcolo della progressiva dell'arco percorso, sembra dare risultati accettabili per acquisizioni effettuate a velocità circa costante.

## 4 CARATTERISTICHE TECNICHE DEI VEICOLI IBRIDI

---

### 4.1 Introduzione

Con il termine veicolo ibrido si intende un veicolo equipaggiato con almeno due motori di diversa natura; la presenza o meno del sistema d'accumulo genera ancor oggi ambiguità nella definizione di questa categoria di veicoli. Per fare un esempio il sistema di trazione ferroviario diesel-elettrico può essere definito ibrido se a tal fine non si ritiene necessaria la presenza di un sistema d'accumulo dell'energia, in caso contrario va considerato come un semplice sistema con propulsione termica e trasmissione elettrica. Nel caso di veicoli ibridi dotati di propulsione termica ed elettrica con sistema d'accumulo, come nel caso della vettura da noi analizzata, la definizione risulta invece universalmente riconosciuta.

Consideriamo per chiarezza i soli sistemi ibridi con accumulo di energia: i vantaggi di tale scelta sono un agevole recupero dell'energia cinetica del veicolo in fase di rilascio e la possibilità di rendere indipendente il sistema di utilizzazione dell'energia da quello di generazione. Da ciò deriva un minor consumo di energia da parte del sistema di generazione con conseguente riduzione di sostanze inquinanti e un uso meno gravoso dei freni con vantaggi sia economici che ecologici. I parametri chiave che descrivono il funzionamento di un sistema d'accumulo sono la potenza specifica espressa in W/kg e l'energia specifica avente come unità di misura il Wh/kg: a parità quindi di peso del sistema la prima definisce la capacità di erogare e assorbire energia in breve tempo e di far fluire quindi rapidamente potenza dall'accumulatore alle ruote e viceversa, la seconda invece ci dice per quanto tempo il sistema d'accumulo può fornire potenza alle ruote senza richiedere l'intervento del motore primo e quanta energia può essere trasferita dalle ruote all'accumulatore prima di arrivare a raggiungerne la capacità massima. Un terzo parametro non meno importante è il tempo di vita del sistema d'accumulo espresso in numero di cicli di carica e scarica che lo stesso può subire senza presentare cali eccessivi di prestazioni

e dover essere quindi considerato fuori servizio. Chiudiamo questo paragrafo introduttivo elencando una rassegna dei diversi sistemi d'accumulo insieme alle loro caratteristiche principali, riportate nella tabella 4-1.

Tabella 4-1 Panoramica dei sistemi ibridi in funzione di alcuni parametri caratteristici

<b>Sistemi di accumulo</b>	<b>Densità di energia Wh/kg</b>	<b>Densità di potenza W/kg</b>	<b>Cicli di vita</b>	<b>Disponibilità commerciale</b>
Accumulatore idraulico	0.8	10000	$10^7$	discreta
Batterie al piombo	35-50	100-150	500-1000	ottima
Batterie al Ni-Cd	40-60	80-150	800	buona
Supercondensatori	2.5-5	2000-4000	$10^6$	discreta

## 4.2 Gli ibridi elettrici con sistema di accumulo

Gli ibridi elettrici con sistema d'accumulo sono quei particolari veicoli che montano a bordo una unità termica, una elettrica e un sistema di accumulatori, tradizionalmente batterie, in grado di immagazzinare l'energia elettrica recuperata nelle fasi di rilascio; in base alla disposizione e al ruolo che rivestono i due motori si distinguono due categorie principali:

- **Ibridi serie:** in questa categoria di veicoli il motore elettrico ricopre il ruolo di motore di trazione mentre l'unità termica installata a bordo serve da generatore di energia; l'architettura serie si può pensare realizzata a partire da un veicolo elettrico cui viene aggiunto un motore termico con funzione di generatore e non a caso storicamente i primi veicoli ibridi sono stati costruiti

modificando secondo lo schema appena esposto vetture elettriche preesistenti.

- Ibridi parallelo: come suggerisce il termine in questa configurazione i due motori presenti sul veicolo cooperano nel trasferire potenza alle ruote; in pratica l'unità elettrica fornisce un contributo di coppia motrice che si aggiunge a quella erogata dal motore termico, in particolare nelle fasi di accelerazione e ripresa. In conformità con quanto esposto per l'ibrido serie possiamo immaginare un ibrido parallelo ottenuto installando su una vettura tradizionale un motore elettrico con funzione di trazione.

A partire dalle due configurazioni sopra elencate vengono realizzate numerose varianti sul tema ibrido elettrico che in alcuni casi prevedono l'utilizzo di nuove tecnologie di generazione dell'energia in sostituzione del MCI come nel caso degli ibridi a celle a combustibile. Data le notevoli diversità che si possono riscontrare tra le varie architetture e l'interesse rivolto dai costruttori nei riguardi delle stesse è opportuno dedicare i paragrafi seguenti ad una loro descrizione dettagliata che parte proprio dalle configurazioni serie e parallelo, in quanto più collaudate e fondamentali per comprendere il diverso ruolo che i due motori montati sul veicolo assumono l'uno nei confronti dell'altro.

#### **4.2.1 Gli ibridi serie**

Gli ibridi serie, il cui schema di principio è illustrato in figura 4-1, come anticipato poco sopra utilizzano il motore elettrico con funzione di trazione e quello termico ai fini della generazione.

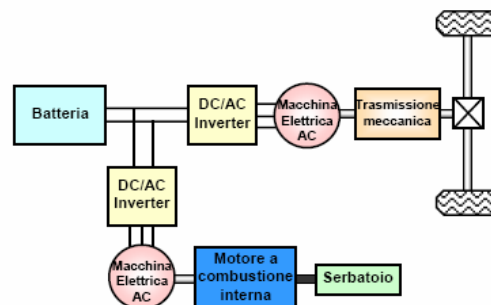


Figura 4-1 Schema di un ibrido serie

Il motore elettrico deve perciò essere dimensionato per la massima potenza che si vuole dare al veicolo mentre per quello termico è sufficiente una potenza molto inferiore, addirittura di un ordine di grandezza. Per ciò che concerne il sistema d'accumulo l'energia massima immagazzinabile risulta inferiore a quella necessaria ad alimentare un motore analogo montato su un veicolo puramente elettrico, data la possibilità di disporre di un sistema di generazione direttamente a bordo; ne consegue un risparmio consistente in termini di peso ed una autonomia maggiore in funzionamento normale, teoricamente infinita a prestazioni ridotte, contando a tal fine esclusivamente su quella fornita dal generatore. Casi limite a parte un esempio concreto delle reali possibilità di questa categoria di veicoli ci viene dai risultati emersi da una sperimentazione della Iveco: un autobus urbano da 100 posti e 12 metri richiede per la trazione e per i servizi di bordo una potenza media di 15 kW nel ciclo urbano. Da ciò si deduce che utilizzando un motore termico in grado di erogare una potenza solo di poco superiore a quella appena riportata in abbinamento ad un motore elettrico di trazione e a un pacco di accumulatori di capacità ridotta si ottengono le stesse prestazioni di un autobus analogo ma solo elettrico, con notevole risparmio in termini di spazio occupato dal sistema di accumulo; rispetto invece ad una normale propulsione termica si avrebbero consumi ed emissioni largamente inferiori e con l'accortezza di utilizzare il raffreddamento a liquido per poter incapsulare completamente il motogeneratore si avrebbe una silenziosità di marcia non troppo lontana da quella garantita da un veicolo elettrico. Nel caso di un percorso extraurbano o di marcia autostradale la potenza richiesta da un veicolo può raggiungere valori dello stesso ordine di grandezza di quella massima, e si capisce che in tal caso lo schema ibrido serie non può essere utilizzato a meno di non usare un pacco batterie in grado di assicurare una autonomia adeguata, annullando in tal modo buona parte dei vantaggi rispetto a un veicolo elettrico, oppure accontentandosi di una autonomia minima o di prestazioni drasticamente ridotte, in pratica inaccettabili. Sono dunque quelli appena esposti i limiti di applicabilità della trazione ibrida serie che hanno suggerito di ricorrere ad architetture differenti in grado di garantire autonomia illimitata potendo sfruttare l'unità termica anche ai fini della trazione. Prima di chiudere questa breve illustrazione rimane da fare una analisi energetica degli ibridi serie: essendo il MCI interna dimensionato per una potenza

che in genere risulta un quarto o anche un quinto di quella massima e potendo funzionare a punto fisso, condizioni assolutamente favorevoli per il rendimento, le emissioni di sostanze nocive sono estremamente ridotte in particolare rispetto ad un normale veicolo di pari potenza. La catena di trasformazioni di energia da termica in meccanica, poi in elettrica ed infine di nuovo in meccanica mortifica il rendimento globale nonostante come appena detto il MCI si trovi a funzionare in condizioni ottimali.

#### ***4.2.2 Gli ibridi con celle a combustibile***

Sono veicoli che sfruttano questa tecnologia innovativa abbinata allo schema ibrido serie, in sostituzione del MCI ai fini della generazione; le potenzialità dipendono dal grado di sviluppo delle celle stesse mentre i limiti di applicabilità possono essere molto più vasti di quelli caratteristici di un normale ibrido serie. Infatti la pila a combustibile consente di generare energia elettrica con un rendimento pari a circa 0.5 anche nelle fasi di transitorio e quindi tecnicamente è possibile realizzare un ibrido senza sistema d'accumulo, o in ogni caso utilizzando accumulatori di capacità ridotta a tutto vantaggio del peso e dell'ingombro senza rinunciare al recupero di energia cinetica; a tal fine potrebbe essere interessante l'impiego di supercondensatori, leggeri e in grado di trasferire potenze elevate, non rappresentando nel presente caso la loro bassa capacità d'accumulo di energia una penalizzazione. Il vantaggio principale di questi veicoli è rappresentato dalle emissioni che derivano dall'utilizzo di idrogeno come combustibile, costituite in pratica da solo vapore d'acqua.

#### ***4.2.3 Gli ibridi parallelo***

Gli ibridi parallelo, il cui funzionamento è reso chiaro dalla figura 4-2, sono dotati di una unità termica e di una elettrica entrambe con funzione di trazione; il motore elettrico può funzionare anche da generatore nelle fasi di rilascio, consentendo di convertire l'energia cinetica in energia elettrica da destinare al sistema d'accumulo.

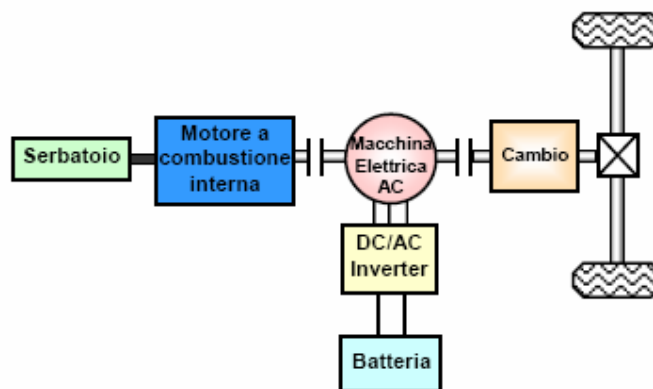


Figura 4-2 Schema di un ibrido parallelo

Il MCI, che va dimensionato per la massima potenza desiderata sul veicolo, può essere calettato sia sullo stesso assale in cui si trova l'elettrico o su un altro assale, rendendo in ogni caso possibile la marcia in solo termico e svincolando in tal modo l'autonomia del veicolo dalla durata del sistema d'accumulo. Il motore elettrico dal canto suo va dimensionato su una potenza di circa il 30 o 40 % di quella del termico ed interviene a sostenere quest'ultimo nelle fasi di accelerazione e ripresa, transitori durante i quali il rendimento del MCI è notoriamente penalizzato. Rispetto ad un veicolo elettrico si ha il vantaggio dell'autonomia illimitata, sebbene il confronto risulti più sensato rispetto ad un veicolo tradizionale nei riguardi del quale si ha il vantaggio di un consumo inferiore garantito dalla possibilità di recupero di energia, mentre il contributo di coppia fornito direttamente alle ruote dall'elettrico rendendo meno gravoso l'impegno del MCI nelle fasi di transitorio garantisce una maggiore elasticità di marcia e un livello di emissioni più basso, sebbene più elevato di quanto possibile ricorrendo allo schema serie. Calettando il MCI su un assale dedicato sono possibili addirittura tre configurazioni di marcia: solo termico, termico+elettrico e infine solo elettrico, quest'ultima possibilità essendo vincolata alla capacità del sistema di accumulo montato a bordo. Al di là di considerazioni energetiche una caratteristica tipica dell'ibrido parallelo è quella di poter essere realizzato partendo da un veicolo tradizionale apportando le dovute modifiche, compatibilmente con la possibilità tecnica di installare un equipaggio elettrico e un pacco di accumulatori, senza dover stravolgere radicalmente l'architettura di base del mezzo originale.



#### 4.2.4 Gli ibridi serie-parallelo

Questa configurazione consente di integrare i vantaggi delle due architetture precedentemente introdotte e cioè la possibilità di far funzionare il motore termico a punto fisso, e di far fluire direttamente potenza dallo stesso alle ruote senza passare attraverso il generatore in modo da non mortificare il rendimento. Tali risultati sono resi possibili dalla presenza di un rotismo epicicloidale che consente di distribuire potenza alle ruote a seconda delle condizioni di funzionamento, attingendo in misura diversa sia dal motore elettrico che da quello termico; in pratica a vettura ferma la potenza prodotta dal MCI viene integralmente trasferita al sistema d'accumulo tramite un inverter, mentre all'aumentare della velocità cresce sempre di più il flusso di potenza dal motore termico verso le ruote, potenza che si aggiunge a quella contemporaneamente dispensata dal motore elettrico, e diminuisce di pari passo il flusso verso gli accumulatori.

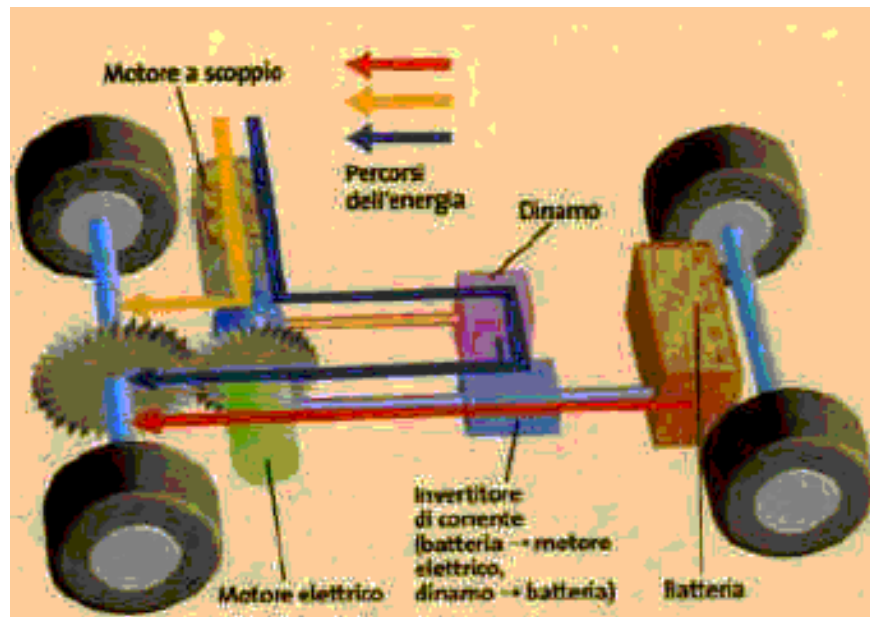


Figura 4-3 Schema di un ibrido serie-parallelo

Un esempio commerciale di ibrido serie parallelo è la Prius prodotta da Toyota che verrà descritta più avanti.

#### **4.2.5 *Gli ibridi minimi***

In questa classe di veicoli al motore termico viene affiancato un motore elettrico di potenza modesta, accoppiato rigidamente o tramite frizione elettromagnetica e che svolge anche il ruolo di motorino d'avviamento. Data la bassa potenza il motore elettrico funziona solo come un sostegno di quello termico nelle fasi di transitorio, oltre a svolgere il ruolo di generatore nelle fasi di rilascio. Il consumo risulta inferiore rispetto ad un veicolo tradizionale e la complessità costruttiva estremamente ridotta, trattandosi di modificare solo leggermente un normale veicolo a propulsione termica. Un esempio commerciale è rappresentato dalla Honda Civic IMA, anch'essa descritta nelle pagine a venire.

### **4.3 Considerazioni sui veicoli ibridi**

Premesso che rispetto ad un veicolo tradizionale un ibrido ha sicuramente un costo di produzione maggiore, un peso superiore ed un maggiore spazio occupato a bordo mentre rispetto ad uno elettrico generalmente presenta una ridotta autonomia quando si voglia rinunciare, ove possibile, al contributo del motore termico, andiamo a vedere quali sono in breve i punti di forza di questa classe di veicoli. Finora abbiamo messo in luce i risultati positivi intesi in termini di risparmio di combustibile e riduzione delle emissioni inquinanti, accennando solamente al discorso della frenatura; la possibilità di ridurre al minimo l'uso dei freni meccanici consente una minore usura delle guarnizioni d'attrito che, oltre all'ovvio risparmio economico, permette una riduzione di polveri sottili dannose per la salute. Favorendo inoltre la frenatura elettrica, ma questo è valido anche per tutti gli altri tipi di veicoli ibridi visti al paragrafo 1.1, aumenta la quota parte di energia recuperata nelle fasi passive del moto; per massimizzare questo recupero si può agire sul MCI in modo da limitare la resistenza che esso oppone al moto durante il rilascio, facendolo funzionare a valvole aperte in queste fasi riducendo così il lavoro di pompaggio. Un altro punto di forza del veicolo ibrido risiede nella possibilità di funzionare in modalità stop-start, cioè di spegnere il motore quando la vettura è ferma ad esempio in mezzo al traffico o in attesa al semaforo e di riavviarlo non appena esistono le condizioni per riprendere il moto, evitando di sprecare inutilmente combustibile e consentendo allo stesso tempo di abbassare ulteriormente le emissioni. Tale risultato è reso possibile grazie al

sistema d'accumulo generosamente dimensionato mentre su un veicolo normale la batteria non sarebbe in grado di sopportare un impegno altrettanto gravoso. Passiamo infine ad un confronto con i veicoli elettrici che essendo caratterizzati da emissione nulla di sostanze inquinanti e da una rumorosità estremamente contenuta risultano particolarmente adatti ai percorsi urbani, in cui almeno per gli utenti privati l'autonomia garantita dagli attuali sistemi d'accumulo può non essere un handicap troppo grave. Rispetto a questi le prestazioni notevolmente più elevate e l'autonomia nella maggior parte dei casi illimitata risultano le carte vincenti di un veicolo ibrido, in particolare sulle lunghe percorrenze; il confronto più istruttivo va fatto però in termini ecologici e a tal fine si presta particolarmente bene la propulsione ibrida serie, la più simile ad un veicolo puramente elettrico. Considerato che anche in un veicolo elettrico è possibile la frenatura rigenerativa concentriamo l'attenzione sulle fasi attive del moto: l'energia elettrica in un ibrido serie viene prodotta utilizzando un MCI come generatore che come noto presenta un rendimento piuttosto basso mentre in un veicolo elettrico l'approvvigionamento di energia avviene da rete. Considerando che nel nostro paese la quasi totalità dell'energia elettrica viene prodotta per via termica i vantaggi in termini di emissione a livello globale si riducono drasticamente: si può infatti obiettare che il rendimento di un turbogruppo è maggiore di quello di un MCI, ma occorre considerare anche il rendimento dell'intera linea di distribuzione e l'utilizzo negli impianti di generazione di combustibili meno pregiati, e di conseguenza più inquinanti di quelli destinati all'autotrazione. In Italia più di un terzo del totale inquinamento atmosferico è imputabile alla produzione di energia elettrica per via termica e l'utilizzo di automobili elettriche non può che incrementare questo contributo, riducendo ovviamente quello da traffico; la trazione elettrica sarebbe maggiormente auspicabile nei paesi in cui è possibile approvvigionare energia da fonti cosiddette rinnovabili, tra le quali ad esempio gli impianti di generazione idraulici senza voler entrare nel merito della discussione riguardo l'utilizzo del nucleare che esula dai fini del presente lavoro di tesi. Infine è interessante accennare al problema dello smaltimento degli accumulatori contenenti sostanze altamente dannose per l'ambiente, problema che è comune ai veicoli ibridi ma che risulta più sentito sugli elettrici in relazione ad un impiego degli stessi in misura maggiore.

## 4.4 Disponibilità commerciale e prospettive future

In questo paragrafo si continua a fare riferimento ai veicoli ibridi elettrici con sistema d'accumulo di cui si è ampiamente parlato nel precedente. I costruttori che hanno da sempre rivolto maggior interesse verso questa classe di veicoli sono stati i due colossi giapponesi dell'automobile Honda e Toyota, la prima con una serie di prototipi che hanno portato sul mercato i modelli Insight IMA e Civic IMA, la seconda col suo cavallo di battaglia denominato Prius consacrato nel 2004 con il titolo di auto dell'anno, un successo non solo per Toyota ma per tutti coloro che hanno scommesso su questa tecnologia. Recentemente Toyota ha inserito sul mercato anche il grosso SUV RX 400 h siglato Lexus, segmento di lusso del marchio giapponese. Proprio di questi veicoli viene data ampia descrizione nelle pagine che seguono, per sottolineare quanto l'attuale sviluppo delle tecnologie elettroniche abbia contribuito a perfezionare un progetto concettualmente interessante ma storicamente penalizzato in grave misura dalle scarse prestazioni del sistema d'accumulo e di regolazione; il prezzo purtroppo resta una nota dolente ma è prevedibile che l'espansione della produzione di serie tanto dei veicoli che dei dispositivi elettronici necessari al loro funzionamento possa abbattere quest'ultima barriera e rendere accessibile al grande pubblico un prodotto maturo, caratterizzato da bassi costi di gestione e crescente attenzione per l'ambiente.

### 4.4.1 *Toyota Prius*



Figura 4-4 Toyota Prius

Berlina del segmento medio appartenente alla categoria di veicoli ibridi denominati serie-parallelo, è spinta da due propulsori: un quattro cilindri benzina da 1500 cc a fasatura variabile in grado di erogare una potenza di 57 kW a 5000 giri/min e una coppia massima di 115 Nm a 4000 giri/min e da un'unità elettrica sincrona in grado di fornire una potenza di 50 kW tra i 1200 e i 1540 giri/min e una coppia di 400 Nm tra 0 e 400 giri/min; quest'ultimo dato impressiona se si considera che per ottenere tale valore di coppia con un motore a benzina non sovralimentato occorre una cubatura di circa 4 litri, ma ciò che stupisce è che con il motore elettrico tanta disponibilità di coppia si ha già da fermo mentre su un benzina il picco si registra ad un regime grossomodo intermedio tra quello di minimo e quello di potenza massima. Ne deriva un'elasticità di funzionamento sconosciuta alle vetture tradizionali soprattutto quelle di piccola cilindrata, che a detta di chi ha provato la Prius rende la guida piacevolmente fluida e rilassante. Quello che possiamo definire il cuore di questa vettura è il rotismo epicicloidale che come mostra la figura 38 consente di collegare tra loro il motore termico, il generatore e il motore elettrico di trazione, secondo il funzionamento illustrato nel paragrafo 3.2.4, mentre il cervello è rappresentato da un inverter che affiancato da un circuito di potenza ad alta tensione consente di gestire le diverse funzioni di motore e generatore, trasferendo nell'ultimo caso potenza dalle ruote al sistema d'accumulo costituito da un pacco di 28 batterie nichel-idruri del peso complessivo di soli 39 kg. Al guidatore è data la possibilità di selezionare attraverso un tasto alloggiato sulla plancia la modalità di guida più idonea alle condizioni di traffico, privilegiando la marcia in elettrico nei percorsi urbani o sfruttando appieno il termico quando si vuole la massima potenza; il sistema è integrato dalla funzione stop-start che spegne e successivamente riavvia in automatico il motore a benzina nelle continue soste imposte dal traffico.

Attraverso l'elettronica di bordo viene gestita anche la frenata, che si avvale della tecnologia ECB, acronimo di Electronically Controlled Brake system, che riceve l'input dal pedale e comanda preferibilmente la frenata rigenerativa garantendo allo stesso tempo maggior sicurezza di funzionamento dei dispositivi antibloccaggio e di controllo della stabilità essendo la risposta al comando molto più pronta che in un normale sistema idraulico; 28 condensatori ne garantiscono l'alimentazione in caso di avaria del sistema d'accumulo di bordo. Infine il prezzo: 25.000 euro cifra più cifra

meno non sono certo pochi, ma la tecnologia c'è e i risultati pure, con consumi estremamente contenuti ed emissioni molto basse.

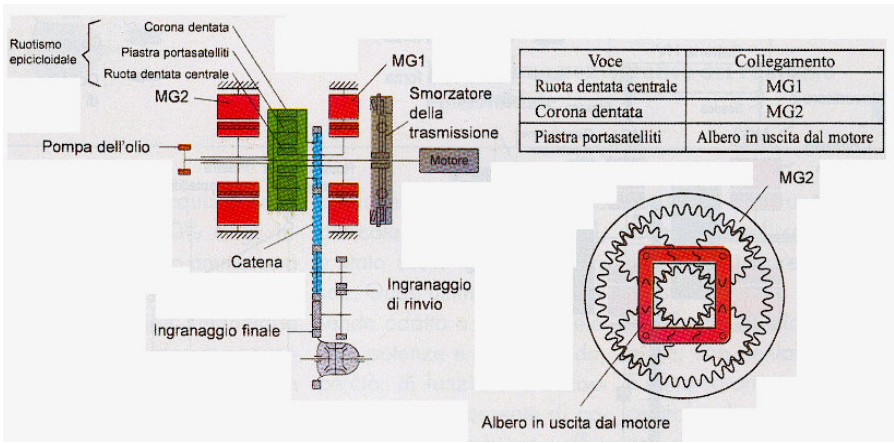


Figura 4-5 Schema di trasmissione della Toyota Prius

#### 4.4.2 Honda Civic IMA



Figura 4-6 Honda Civic IMA

Sulla scia della commercializzazione della Insight IMA, iniziata nel 1999, la Honda ha deciso di lanciare sul mercato la stessa versione del suo modello più famoso, la Civic, dotandolo per l'occasione di un motore 4 cilindri benzina di 1400 cc con tecnologia V-TEC a fasatura variabile da ben 63 kW erogati a 5700 giri e 119 Nm di coppia a 3300 giri/min, reso ibrido con l'impiego di una piccola unità elettrica in

corrente continua da 10 kW e 61.7 Nm nominali, con disponibilità di 103 Nm allo spunto. La sigla IMA sta per Integrated Motor Assist, ossia il motore elettrico serve ad integrare la funzione di quello termico affiancandolo nelle fasi di trazione e comportandosi da generatore in rilascio; le dimensioni compatte di questa macchina elettrica che assolve allo stesso tempo anche le funzioni di motorino d'avviamento e di volano consentono un agevole alloggiamento nel vano motore. Il motore a benzina, oltre alla già citata fasatura variabile, può vantare il sistema di doppia accensione sequenziale intelligente IDS e un particolare disegno dei condotti d'aspirazione che favoriscono quel moto di rotazione della carica fresca intorno all'asse cilindro, detto swirl, grazie ai quali si può ottenere una combustione regolare anche con miscela magra, e la funzione Cut Off System che blocca in rilascio le valvole di tre cilindri per diminuire il lavoro di pompaggio e consentire un maggior recupero energetico attraverso la frenatura rigenerativa; come per la Prius anche su questa vettura è presente la funzione start-stop. A coordinare il lavoro dei due motori provvede una unità di controllo e di gestione denominata IPU, ossia Intelligent Power Unit, formata dal pacco batterie e dal PCU, Power Control Unit, che integra le funzioni di inverter e processore a formare una struttura unica e compatta che comanda il motore elettrico sia in fase di trazione sia per quanto riguarda la ricarica rigenerativa. Il sistema di accumulo è composto da ben 120 batterie ricaricabili Ni-Mh da 1,2 V per una tensione nominale totale di 144 V e una capacità di 6 Ah con un peso di soli 28,9 kg. Grazie alla sofisticata elettronica di gestione che le governa e al sistema di controllo della temperatura Honda garantisce una durata di 8 anni e 250.000 chilometri, facendo un grande passo in avanti verso i sistemi d'accumulo per veicoli in grado di durare a vita.

Al volante della IMA le sorprese non tardano ad arrivare: ruotata la chiave non si manifesta quel rumore sinistro accompagnato da vibrazioni tipico delle vetture dotate di motorino di avviamento, sostituito da un lieve sibilo quasi impercettibile; non appena in moto ci si accorge piacevolmente che il motore, nonostante la cubatura ridotta, è elastico e silenzioso al punto da poter passare in seconda praticamente da fermo con i freni pigiati a 110 km/h indicati senza la minima irregolarità, mostrando una progressione sorprendente già dai bassi regimi. Se il traffico impone di fermarsi la IMA si spegne da sola e basta poggiare il piede sul pedale dell'acceleratore per

farla riavviare in tutta naturalezza; chi scrive ha avuto modo di apprezzare tutte questa qualità in prima persona sia guidando che viaggiando come passeggero su questa vettura, che come prestazioni non ha nulla da invidiare alle sorelle più grandi tanto che secondo Honda sono paragonabili a quelle di una Civic LX 1,7 berlina. Obiettivo centrato anche per quanto riguarda i consumi di benzina, che scendono mediamente del 30%: occorrono 4,9 litri di benzina per coprire 100 km in ciclo combinato, 4,3 nell'extraurbano e 6 nell'urbano; anche le emissioni di CO2 sono limitate a soli 116 g/km nel ciclo combinato. Unico neo il prezzo: 21000 euro, alto per un millequattro, sebbene accompagnato da una buona qualità generale, mentre prestazioni adeguate e consumi da record giustificano in parte la spesa, avendo un occhio di riguardo anche per l'ambiente.



Figura 4-7 Il motore della IMA

#### **4.4.3 Lexus RX 400h**

Recentemente presentato dal marchio di lusso della Toyota, è un SUV dotato di un grosso motore termico a benzina e di tre unità elettriche, una di generazione e due di trazione montate su ogni singolo asse. Il benzina collocato anteriormente è un V6 24 valvole di 3.3 litri di cubatura con 155 kW di potenza e 288 Nm di coppia massima; il motore elettrico anteriore offre ben 123 kW e addirittura 333 Nm a soli 1500 giri/min, quello posteriore si accontenta di 50 kW e 130 Nm, forniti però tra 0 e 610



giri/min. Ad essi si affianca un generatore della potenza di 109 kW, utile a ricaricare le batterie al Nickel-metallo idruro.



Figura 4-8 Lexus RX 400h

La potenza massima del sistema è di 200 kW, un monitor al centro della plancia, visibile in figura 43, consente di visualizzare il flusso di potenza fra le varie unità e avvisa dell'entrata in funzione del motore termico, dato che l'eccellente isolamento acustico rende difficile al guidatore percepirlo.

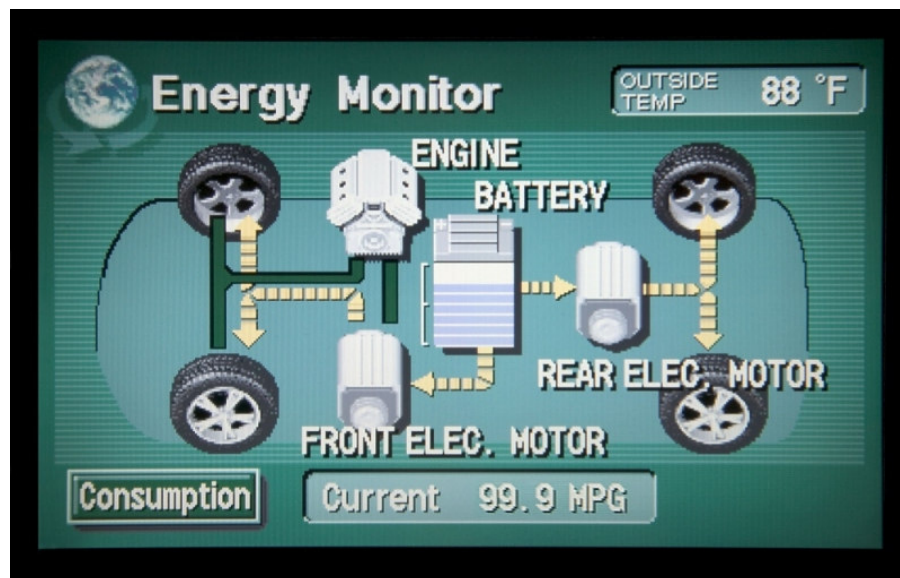


Figura 4-9 Il display illustrativo della Lexus RX 400h

La vettura è dotata di modalità start-stop e ricorre alla propulsione termica solo quando si richiedano le massime prestazioni, in caso contrario la marcia in elettrico consente spostamenti comunque veloci e rilassanti. La casa dichiara prestazioni eccellenti, soprattutto se si considera la massa complessiva che a vuoto raggiunge i 2040 kg, con una velocità autolimitata di 200 km/h e uno scatto da 0 a 100 km/h in soli 7.6; i consumi parlano di 9.1 litri/100 km nel ciclo urbano, 7.6 e 8.1 rispettivamente nel ciclo extraurbano e combinato. Il prezzo superiore ai 50.000 euro già nell'allestimento Executive è l'unica nota dolente di questa vettura ricca di promesse, sebbene risulti giustificato considerando l'opulenta dotazione di serie, davvero in linea con il blasone del marchio.

#### ***4.4.4 Le nuove proposte***

Il successo ottenuto dalla Toyota Prius a livello mondiale ha posto una pietra miliare nello sviluppo dei veicoli ibridi, riaccendendo l'interesse di numerosi costruttori verso questa tecnologia nella quale le case giapponesi hanno avuto il ruolo di pionieri. In Europa le strade percorse sono state diverse e per certi versi opposte: da un lato Fiat guardando all'imminente futuro ha concentrato le proprie attenzioni verso lo sviluppo di motorizzazioni diesel sempre più parche e meno inquinanti, giungendo alla produzione degli attuali motori multijet, dall'altro Mercedes Benz e BMW con lo sguardo rivolto al futuro si sono impegnate nello sviluppo della trazione ad idrogeno: la prima con l'impiego di celle a combustibile, la seconda utilizzando l'idrogeno per alimentare direttamente una 'normale' Serie 7 che ha calcato le strade di mezzo mondo. Accarezzando l'idea di conquistare una fetta di mercato potenzialmente importante stanno prendendo vita numerose alleanze al fine di contrastare il dominio giapponese in questo settore: Volkswagen ha siglato un accordo con la SAIC il principale produttore cinese di automobili per la produzione di 500 vetture ibride su base Touran, mentre BMW si è unita all'alleanza fra GM e Daimler Chrysler, che controlla anche Mercedes, per l'applicazione della trazione ibrida ad una vasta classe di veicoli che vanno dalle autovetture ai mezzi pesanti passando attraverso fuoristrada e SUV che a dispetto del crescente aumento del costo dei combustibili trovano ogni giorno un numero sempre più alto di estimatori. Proprio dalla Cina arriva la minaccia maggiore al dominio giapponese: il paese si sta

sviluppando ad un ritmo vertiginoso e il mercato delle automobili cresce di 200 mila unità al mese e di pari passo con esso cresce l'inquinamento atmosferico e la conseguente necessità di utilizzare veicoli più puliti, tanto che già nel 2004 SAIC aveva siglato un accordo con General Motors per la produzione di vetture con tecnologia Fuel Cell. Grande richiamo è costituito dal mercato statunitense in cui la presenza di automobili di cilindrata sconsiderata e l'assenza del diesel nell'autotrazione rendono estremamente interessante l'adozione della tecnologia ibrida tanto che Ford, su licenza Toyota, sta provvedendo allo sviluppo di una motorizzazione che sfrutta le conoscenze maturate con la Prius e che presto andrà ad equipaggiare il grosso fuoristrada Explorer, destinato ad essere venduto proprio negli Stati Uniti.

## 5 IL CONTRIBUTO ENERGETICO FORNITO DAL MOTORE ELETTRICO

---

### 5.1 Introduzione

L'obiettivo principale di questa parte del lavoro è quello di valutare il più accuratamente possibile il contributo energetico che il motore elettrico del veicolo ibrido fornisce nelle varie condizioni di marcia. Tale contributo corrisponde ad un risparmio in termini di consumo di carburante e soprattutto in termini di emissioni, che tenteremo di quantificare nella parte finale di questa analisi. Prima di poter valutare il contributo fornito dal motore elettrico sarà necessario conoscere oltre alla curva di potenza resistente del veicolo, in funzione della velocità, anche l'andamento della progressiva dell'arco stradale su cui effettuare la campagna di test sperimentali.

### 5.2 Ottenimento della curva di potenza resistente della Honda Civic IMA

Analogamente a quanto già visto per la Honda Civic 2.0, risulta indispensabile, ai fini di una analisi accurata dei dati raccolti, ottenere sperimentalmente la curva di potenza resistente assorbita in piano. A tal fine si è eseguita una campagna di acquisizione dati sullo stesso tratto della Roma-Fiumicino già descritto nel paragrafo 3.4. In effetti si è scelto proprio questo arco al fine di poter sfruttare l'andamento di pendenza precedentemente ricavato e quindi noto. Le prove sperimentali effettuate sono:

- Tre prove di deriva rettilinea sull'arco A-B
- Due prove di deriva rettilinea sull'arco B-A

A fine di ricavare la potenza totale resistente in funzione della velocità si è effettuato un bilancio energetico inverso basato sull'equazione:

$$P_{res}(V) = (m_C \cdot a \cdot V) + (m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot V) \quad (5.1)$$

Dove:

$m_c$  = Massa corretta del veicolo comprensiva dei soli termini delle ruote in quanto le prove sono effettuate a frizione disinnestata [Kg]

$a$  = Accelerazione sperimentale istantanea fornita dal programma di post-processing [m/s<sup>2</sup>]

$V$  = Velocità istantanea del veicolo [m/s]

$m$  = Massa del veicolo [Kg]

$\alpha$  = Angolo pendenza stradale [°]

Effettuando un riallineamento dei dati raccolti in funzione dell'ascissa, mediante l'interfaccia grafica del programma Transcad, è possibile riassociare ad ogni punto il valore della relativa progressiva di pendenza ricavata al paragrafo 3.7.

Impostando un foglio di calcolo basato sulla relazione (5.1) è quindi possibile ottenere i cinque andamenti della potenza resistente in funzione della velocità relativi alle altrettante prove di deriva effettuate. In figura 5-1 è visibile tale andamento relativo ad un'unica prova di deriva. La curva ottenuta presenta un andamento piuttosto oscillante, dovuto alle oscillazioni dei valori dell'accelerazione calcolata, rendendo quindi necessaria l'approssimazione di tale curva con una cubica in funzione della velocità. Nel grafico di figura 5-1 è inoltre visibile in rosa la curva calcolata sfruttando i coefficienti di resistenza forniti dal costruttore.

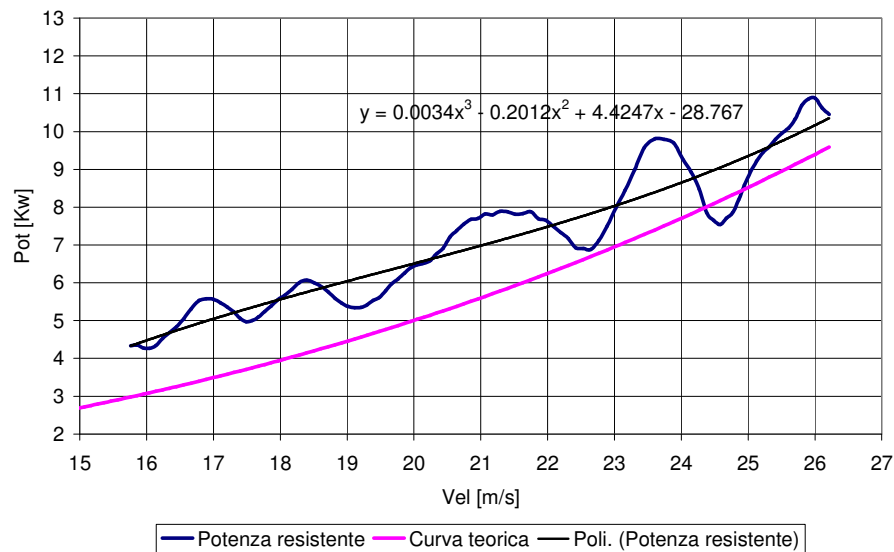


Figura 5-1 Confronto tra la curva di potenza resistente sperimentale e teorica

Come risulta evidente dal grafico appena esposto, l'impressione è che la curva di potenza resistente teorica non sia sufficientemente adeguata a descrivere il reale andamento delle resistenze al variare della velocità. A tal fine, una volta ricavate le cinque curve sperimentali relative alle altrettante derive, si sono mediate al fine di minimizzare i possibili errori sperimentali. Il risultato di tale operazione è illustrato nel grafico di figura 5-2.

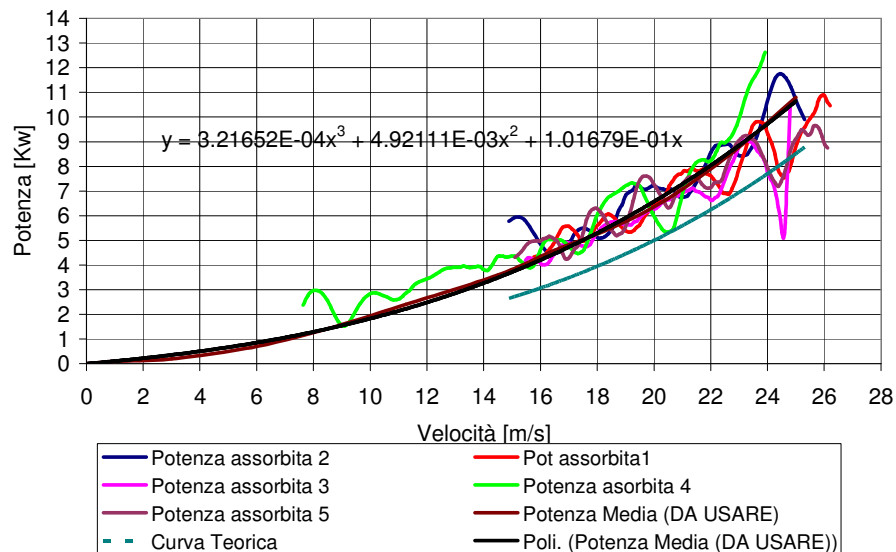


Figura 5-2 Ottenimento della curva sperimentale di potenza resistente

L'equazione cubica in funzione della velocità che meglio approssima e media gli andamenti sperimentali ricavati è:

$$P_{res}=3.21652 \cdot 10^{-4} \cdot V^3 + 4.92111 \cdot 10^{-3} \cdot V^2 + 1.01679 \cdot 10^{-1} \cdot V \quad (5.2)$$

Con la potenza ottenuta espressa in Kw e la velocità espressa in m/s.

Abbiamo quindi ora a disposizione uno strumento che ci consente di valutare, una volta noto l'andamento della pendenza e la potenza erogata dal solo motore termico, il contributo energetico fornito per il moto dal motore elettrico del nostro veicolo ibrido.

### 5.3 Le prove effettuate al banco a rulli

Grazie ad una collaborazione con il centro ricerche ENEA della Casaccia è stato possibile effettuare in data 21-04-2006 una serie di test al banco a rulli che ci hanno permesso di ricavare numerose informazioni relative al contributo energetico fornito dal motore elettrico.

Le prove sono state effettuate a velocità costante imposta dai rulli e carico variabile sia in condizioni di batterie IMA cariche che scariche. In figura 5-3 sono illustrate alcune fasi delle prove al banco effettuate.



Figura 5-3 Posizionamento del veicolo sul banco a rulli

Si fa presente che la strumentazione OBD da noi utilizzata è in grado di campionare i dati di funzionamento del solo motore termico rendendo impossibile qualsiasi considerazione sul funzionamento dell'unità elettrica. Grazie invece alle prove effettuate al banco a rulli è stato possibile, mediante un riallineamento dei dati raccolti dall'interfaccia OBD e dal software del banco stesso, valutare il contributo differenziale di potenza alle ruote fornito dal solo motore elettrico.

Le principali grandezze raccolte dal software di gestione del banco a rulli sono:

- Velocità dei rulli in Km/h
- Coppia Torsiometro
- Potenza Torsiometro
- Temperatura ambiente
- Pressione ambiente

Va sottolineato che dai dati sperimentali raccolti si evidenzia che tra la potenza erogata alle ruote e quella letta dal banco a rulli esiste un fattore di conversione pari a circa 3,6 tale da poter ritenere valida la seguente relazione:

$$P_{ruote}=3.6 \cdot P_{torsiometro} [KW]$$

### **5.3.1 Analisi dei dati raccolti**

Per prima cosa si è effettuata una prova mirata a valutare la presunta linearità tra carico e potenza erogata dal solo motore a combustione interna. A tal fine si sono preventivamente scaricati gli accumulatori dell'unità elettrica, successivamente si è portato il veicolo a una velocità imposta dai rulli pari a 40 Km/h in seconda marcia, facendo variare lentamente il carico.

Andando a graficare la potenza letta dal banco in funzione del carico si ottiene il grafico di figura 5-4 dal quale si dimostra l'effettiva linearità (con coefficiente di approssimazione lineare pari a 0.9789) tra potenza e carico.



Ripetendo la prova appena descritta in condizioni di batterie completamente cariche e andando nuovamente a graficare la potenza letta dal banco in funzione del carico si ottiene il grafico rappresentato in figura 5-5.

Come chiaramente visibile da entrambi i grafici, si deduce che quando il motore elettrico fornisce potenza in fase di erogazione si perde la linearità tra carico e potenza totale erogata, in questo caso, il legame tra le due grandezze è una funzione molto più complessa e approssimata nel grafico di figura 5-5 con una polinomiale di sesto ordine che comunque non approssima al meglio il picco di potenza riscontrato per carichi molto alti compresi tra 96,5 e 97,5.

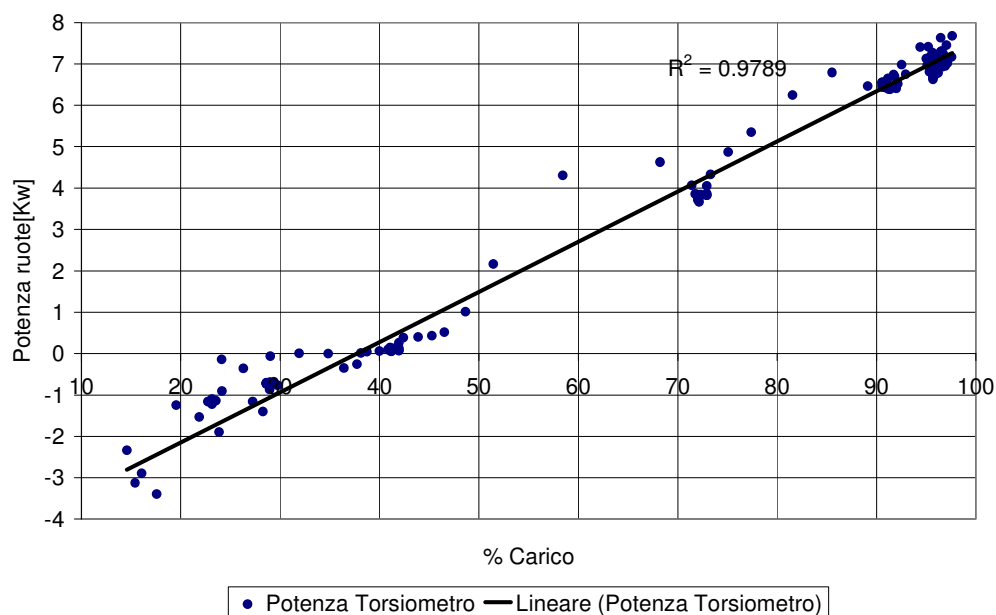


Figura 5-4 Legame tra potenza erogata alle ruote dal solo motore termico e carico

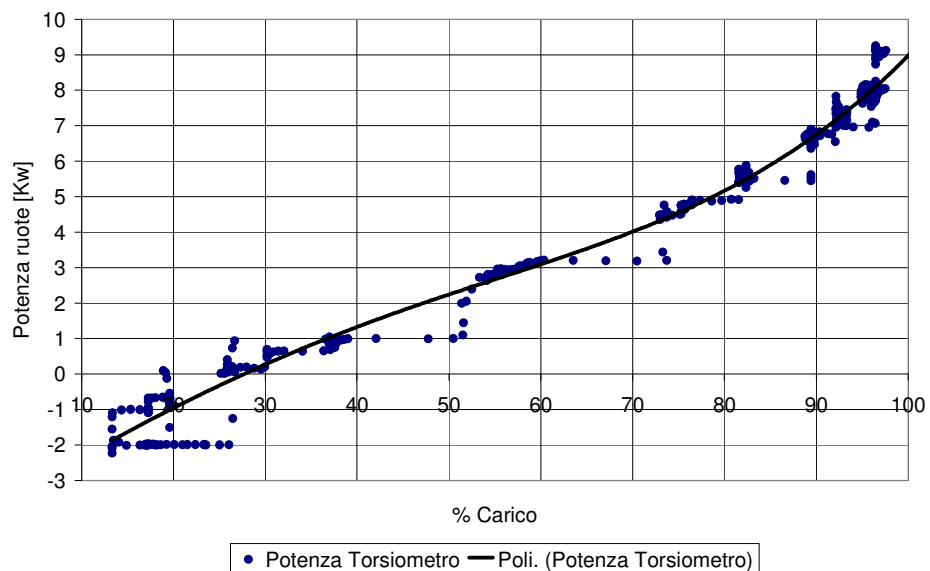


Figura 5-5 Legame tra potenza erogata alle ruote e carico nel caso di funzionamento simultaneo dell'unità termica e di quella elettrica

Al fine di valutare le condizioni per le quali il motore elettrico fornisce il maggior contributo energetico si sono inserite in un unico grafico le due serie precedentemente illustrate in figura 5-4 e 5-5 ottenendo così il grafico illustrato in figura 5-6.

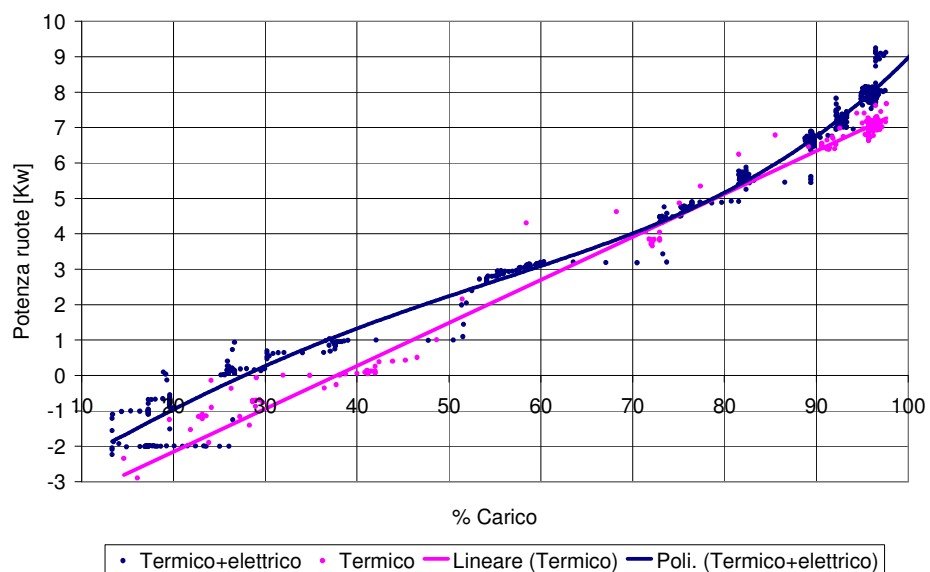


Figura 5-6 Confronto tra gli andamenti della potenza erogata in funzione del carico dal solo motore termico o da entrambe le unità

Come appare evidente dal grafico il motore elettrico fornisce il contributo maggiore ai bassi e agli alti carichi riducendo percentualmente la propria influenza per carichi compresi tra il 70 e l'80 %. Tale comportamento risulta alquanto prevedibile essendo in grado l'unità elettrica di erogare la massima coppia disponibile già allo spunto dove a parità di condizioni il motore termico risulta fortemente condizionato dal bassissimo rendimento. Per carichi superiori all'80 % il contributo fornito dall'unità elettrica torna ad essere consistente nel bilancio totale essendo in grado di erogare in tali condizioni una potenza di circa 7,5 KW. La motivazione per la quale ai carichi medio alti l'elettrico non sembra fornire un contributo di potenza apprezzabile sarà meglio esposta nei paragrafi successivi.

Al fine di valutare l'effettiva durata temporale dell'apporto di potenza generata dal motore elettrico si sono effettuati dei test con batterie completamente cariche. La prova è stata effettuata per valori di carico ed ammissione massimi. Dai dati sperimentali emerge che il contributo del motore elettrico in tali condizioni tende ad esaurirsi dopo un transitorio di circa 50 secondi, dopo i quali la potenza generata è da attribuirsi quasi esclusivamente al motore termico. Il comportamento appena descritto è illustrato in figura 5-7 nella quale sono graficate la potenza letta dal banco a rulli, il carico e l'ammissione.

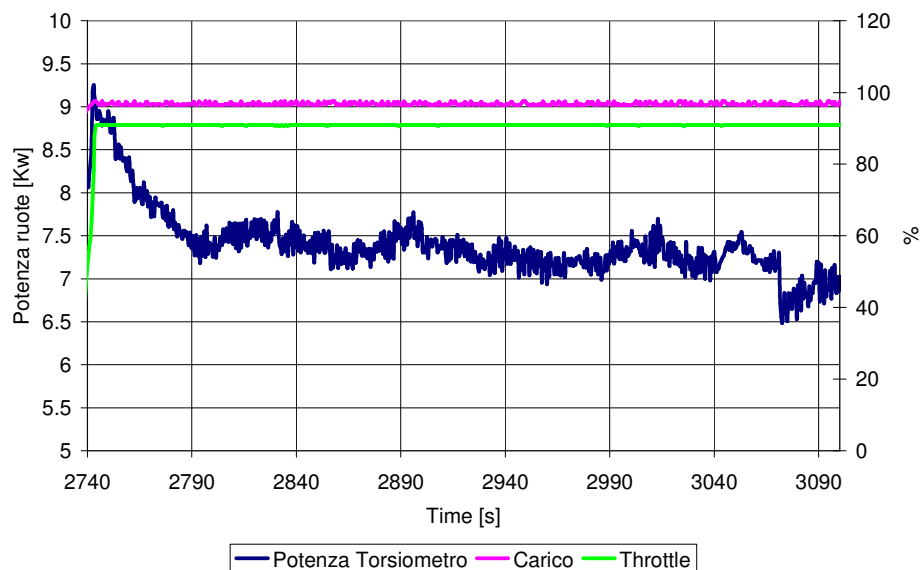


Figura 5-7 Andamento temporale della potenza letta alle ruote in condizioni di massima ammissione

Va sottolineato che il comportamento appena illustrato non deve stupire in quanto 50 sec consecutivi di marcia in condizioni di piena ammissione vanno considerati come un caso limite in condizioni di marcia su strada, inoltre va ricordato che la reale funzione dell'unità elettrica che equipaggia il veicolo è quella di assistere, fornendo un contributo in coppia e quindi in potenza, l'unità termica principalmente nelle fasi di transitorio.

## **5.4 Le grandezze misurate con l'interfaccia diagnosi Honda**

Per concessione della Honda Italia, al fine di ottenere il maggior numero di dati possibile per eseguire la nostra analisi, ci è stata messa a disposizione l'interfaccia per la diagnosi del veicolo e il relativo software per l'analisi dei dati campionati. L'interfaccia in questione, connettendosi alla presa di diagnosi del veicolo, consente il campionamento anche in condizioni di moto di dieci grandezze fondamentali del funzionamento del veicolo. Le grandezze da noi scelte per poter caratterizzare al meglio il comportamento del motore elettrico sono:

1. Velocità del motore termico [giri/min]
2. Velocità del veicolo [Km/h]
3. Carico percentuale [%]
4. Sensore di posizione della farfalla [°]
5. Tensione della batteria [V]
6. Coppia erogata dall'unità elettrica [Nm]
7. Potenza erogata dall'unità elettrica [Kw]

Purtroppo essendo unica la presa di diagnosi del veicolo, è stato impossibile eseguire campagne di acquisizione dati sia con l'interfaccia standard che con quella Honda. Avendo quindi a disposizione tali attrezzature si è effettuata una serie di prove sperimentali in condizioni di moto vario sullo stesso tratto della Roma-Fiumicino già illustrato nel paragrafo 3.4. Si sono effettuate in particolare quattro acquisizioni dati

della durata di tre minuti ciascuna, due delle quali a velocità circa costante mentre le altre due sono state effettuate in condizioni di moto vario caratterizzato da consistenti accelerazioni e decelerazioni. I dati raccolti sono stati analizzati con l'aiuto del software relativo al sistema di diagnosi Honda che consente oltre alla visualizzazione numerica dei dati raccolti anche di graficare la totalità dei parametri campionati in funzione del tempo, fornendo così un'interfaccia grafica estremamente intuitiva. In figura 5-8 è riportata l'interfaccia grafica del software di diagnosi Honda relativa ad un'acquisizione dati effettuata.

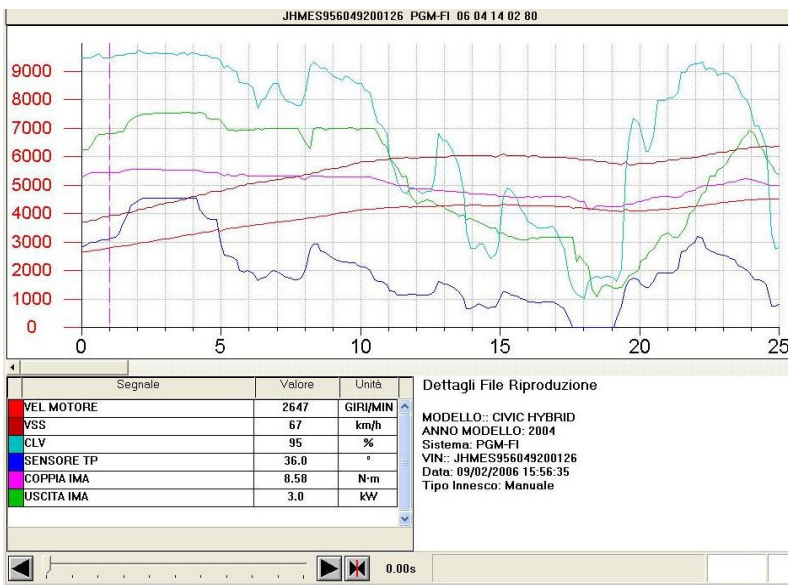


Figura 5-8 Interfaccia grafica del software di diagnosi Honda

### 5.5 Modellazione del comportamento del motore elettrico in fase di erogazione

Da un'analisi approfondita dei dati campionati secondo le modalità descritte al punto precedente, si è cercato di ipotizzare un modello che simuli il più fedelmente possibile il reale comportamento in erogazione del motore elettrico in condizioni di batterie IMA cariche.

Tra i vari modelli ipotizzati, quello che meglio si adatta ai dati sperimentali raccolti è espresso dalla seguente relazione:

$$P_{ele} = 10 \cdot \frac{CLV}{100} \cdot \frac{TP}{100} [Kw] \quad (5.3)$$

In cui:

CLV = Carico percentuale [%]

TP = Apertura percentuale della valvola a farfalla [%]

Selezionando dai dati raccolti dall'interfaccia Honda, quelli relativi alle sole fasi di accelerazione, è stato possibile validare il modello proposto effettuando un confronto tra i dati sperimentali e quelli teorici calcolati in base alla relazione (5.3). Nei grafici di figura 5-9 e 5-10 sono riportati rispettivamente gli andamenti teorici e sperimentali della potenza erogata dall'unità elettrica in funzione del carico e dell'apertura percentuale della valvola a farfalla.

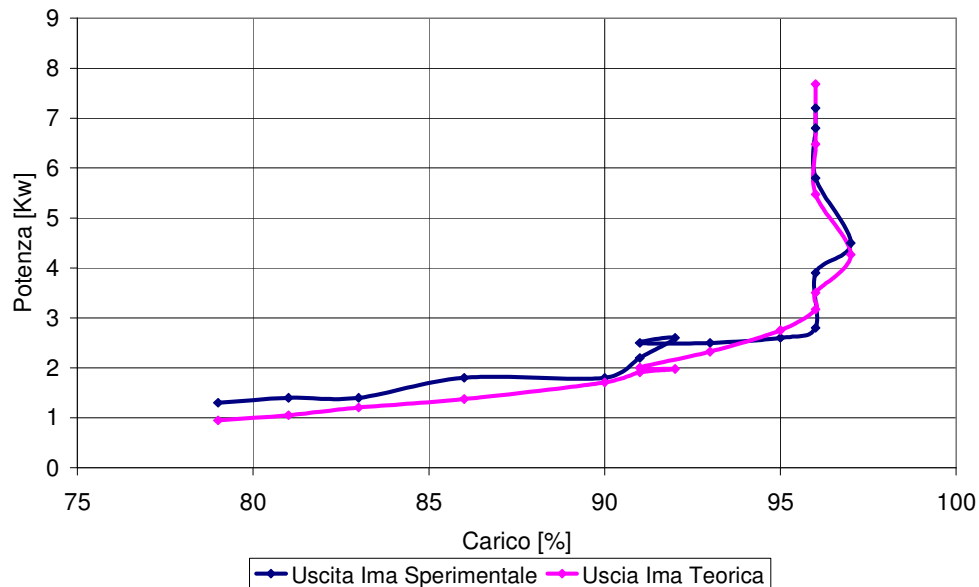


Figura 5-9 Confronto tra la curva sperimentale di potenza generata dall'elettrico e quella teorica in funzione del carico

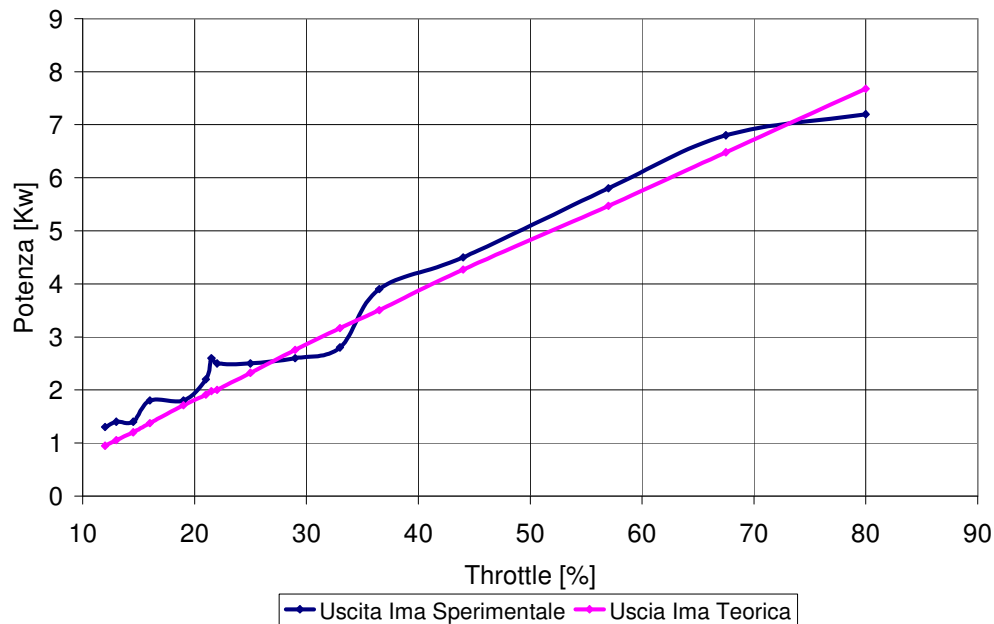


Figura 5-10 Confronto tra la curva sperimentale di potenza generata dall'elettrico e quella teorica in funzione del throttle

Come risulta chiaro dai due grafici appena illustrati, l'andamento ipotizzato della potenza erogata in funzione dei parametri carico e throttle segue con buona approssimazione l'andamento sperimentale.

Il modello appena validato ci fornisce inoltre ulteriori informazioni per giustificare l'andamento della potenza totale erogata (termico+elettrico) illustrata precedentemente in figura 5-6. Infatti dai dati risulta evidente che la potenza erogata dall'elettrico per carichi compresi tra il 75 e il 90% è piuttosto contenuta in quanto, in presenza di carichi resistenti alle ruote, tali valori del carico si ottengono per valori percentuali dell'apertura della farfalla piuttosto bassi.

Va sottolineato inoltre che da un'analisi dei dati sperimentali relativi a transitori nei quali l'unità elettrica passa da assorbire a erogare potenza utile, si è evidenziato un ritardo nell'erogazione di potenza da parte del motore elettrico di circa un secondo rispetto alla risposta teorica istantanea calcolata utilizzando la relazione (5.3). Effettuando ulteriori prove sperimentali nelle quali monitorare la tensione delle batterie, sarebbe inoltre possibile correlare la potenza erogata dall'elettrico all'SOC (State of Charge) degli accumulatori.

### **5.5.1 Comportamento del motore elettrico in fase di rilascio e frenata**

Come già descritto nel capitolo 4, in fase di rilascio e frenata l'unità elettrica si comporta da generatore, essendo in grado di generare corrente assorbendo potenza dal proprio asse motore e opponendo così una coppia resistente che viene sfruttata per frenare il veicolo. Tale sistema consente di ricaricare gli accumulatori sfruttando l'energia cinetica del veicolo che altrimenti nelle fasi di frenata andrebbe dissipata sotto forma di calore dall'impianto frenante, inoltre permette di usurare decisamente meno gli organi di frizione di tale impianto ottenendo così benefici sia ecologici che economici. Al contrario di quanto fatto per la fase di erogazione è risultato estremamente difficile modellare il comportamento del motore elettrico nelle condizioni di rigenerazione essendo molte di più le variabili che sembrano influenzare tale processo. Infatti da un'analisi dei dati sperimentali sembra che la potenza assorbita in queste fasi sia una funzione del tipo:

$$P_{rec} = f(soc, vel, decel, load, throttle) \quad (5.4)$$

In cui:

soc = stato di carica delle batterie

vel = velocità del veicolo

decel = decelerazione imposta al veicolo

load = carico

throttle = apertura percentuale della farfalla

Quindi la potenza che l'unità elettrica può recuperare viene gestita in tempo reale dalla centralina del veicolo, in funzione dei suddetti parametri. Dai dati sperimentali ottenuti al banco per prove a veicolo trascinato è emerso che la potenza assorbita (in condizioni di puro trascinamento) risulta essere circa direttamente proporzionale alla velocità del veicolo e che ad accumulatori completamente carichi la gestione elettronica provvede ad annullare la potenza recuperata anche in condizioni in cui è disponibile ulteriore energia da recuperare. Tale comportamento è meglio illustrato



dal grafico di figura 5-11 in cui sono graficate la velocità del veicolo, il carico, la posizione del pedale dell'acceleratore, e la potenza letta al banco durante una prova effettuata in condizioni di veicolo trascinato.

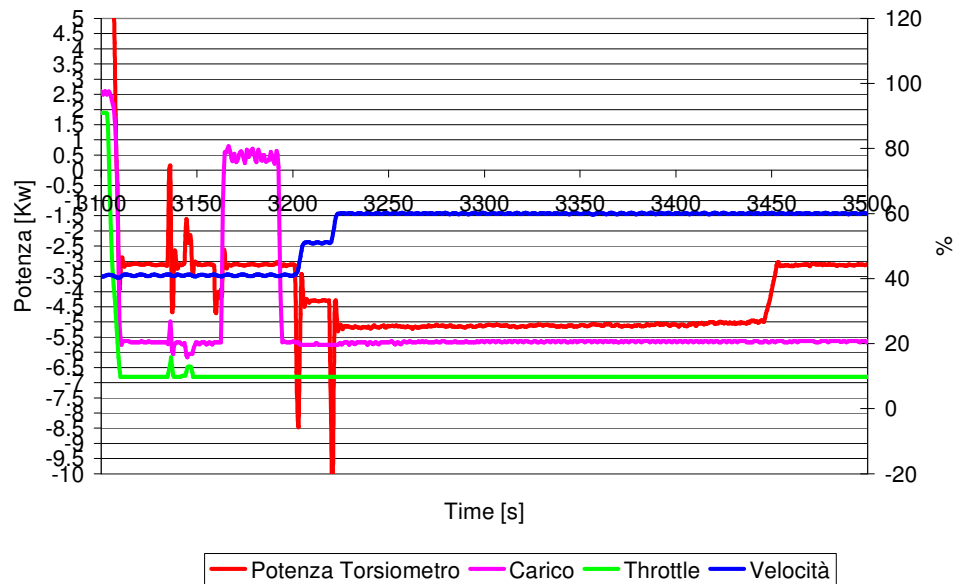


Figura 5-11 Andamento della potenza recuperata per una prova effettuata a veicolo trascinato

Come evidenziato dal grafico, all'aumentare della velocità di trascinamento (blu) la potenza resistente (rosso) aumenta in valore assoluto fino a che gli accumulatori non raggiungono il completo stato di carica.

Dall'analisi dei dati a disposizione si evidenzia un range di valori per la potenza recuperata compreso tra i 0 e -11 Kw. In analogia a quanto già osservato per la fase di erogazione si denuncia inoltre un ritardo temporale di circa un secondo nel caso di transitori nei quali l'unità elettrica passa da erogare ad assorbire potenza.

### 5.5.2 Comportamento del motore elettrico nelle fasi di andatura a velocità costante

In tutte le fasi caratterizzate da andatura a velocità circa costante con valori di carico e throttle invariabili rispetto al tempo il motore elettrico non fornisce alcun contributo in coppia e di conseguenza in potenza, anzi si evidenzia dai dati

sperimentali a disposizione, che in condizioni di accumulatori non completamente carichi la macchina elettrica assorbe circa 0,5 Kw fino al completamento del processo di carica delle batterie. Va fatto presente che il sistema di gestione degli accumulatori al fine di massimizzarne il rendimento e la vita utile e allo stesso tempo di minimizzare i tempi di ricarica non sfrutta l'intera capacità delle batterie ma le mantiene tra il 75% e il 35% della loro massima capacità.

## 5.6 Descrizione delle prove effettuate sul percorso dell'ENEA

Nei giorni in cui sono stati effettuati i test al banco è stato inoltre possibile effettuare una serie di test sul circuito interno alla sede dell'ENEA. Tale percorso viene utilizzato dai tecnici del centro ricerche per effettuare i primi test su strada dei veicoli sperimentali realizzati. Il grande vantaggio nell'effettuare una campagna di acquisizioni su tale percorso consiste nel fatto che la pendenza dell'intero circuito è mappata e ci è stata resa disponibile per i nostri test. Questo consente di ricavare a priori la potenza istantanea attribuibile a una data pendenza del percorso. In figura 5-12 è illustrato la mappa GPS del suddetto circuito ricavata interfacciando le acquisizioni dati GPS ottenute.

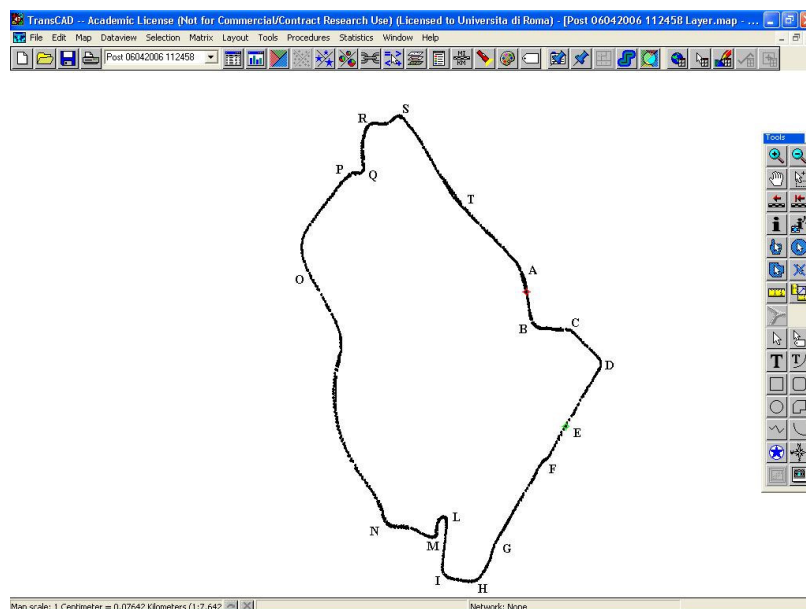


Figura 5-12 Mappa GPS del percorso interno alla sede dell'ENEA

I punti indicati con le lettere visibili in figura, uniti ai dati fornitici dall'ENEA e illustrati nella tabella di figura 56 ci consentono di avere a disposizione una mappa sufficientemente dettagliata delle pendenze del percorso.

Tabella 5-1 Pendenze del circuito interno all'ENEA

Punto	Descrizione	Distanza percorsa	Pendenza %
A	Palo 19 nuovo ingresso	0 (m)	T→A -0,41 %
B	Spigolo accettazione materiali	150	A→B +0,14 %
C	Curva a destra	255	B→C -2,87 %
D	Palo del metano	360	C→D -1,78 %
E	Spigolo campo di pallavolo	560	D→E -0,25 %
F	Segnale stop	650	E→F +5,73 %
G	Spigolo sud edificio 25	905	F→G -1,76 %
H	C III 47 centrifughe	1015	G→H -3,75 %
I	Cancello NUCLECO	1110	H→I -4,66 %
L	Inizio curva a U	1250	I→L +2,97 %
M	Portineria C III 19	1325	L→M -5,75 %
N	Curva a destra inizio recinzione	1460	M→N -1,11 %
O	Inizio salita, tombino	2170	N→O +0,85 %
P	Bivio	2470	O→P +1,42 %
Q	Curva a sinistra	2500	P→Q +2,23 %
R	Ingresso T II 1	2635	Q→R -0,22 %
S	Segnale divieto accesso	2720	R→S +2,23 %
T	Guardiania vecchio ingresso	2970	S→T +0,87 %

Lunghezza totale circuito: 3230 m

Si sono quindi effettuati diversi giri del percorso con guidatori differenti effettuando acquisizioni di dati dalle interfacce OBD e GPS così da poter riallineare i dati raccolti con la posizione del veicolo sul percorso.

### 5.6.1 Analisi dei dati raccolti

I dati campionati durante le acquisizioni sono stati interamente riallineati in funzione della progressiva del circuito, al fine di poter riassociare ad ogni punto la pendenza e poter risalire così alla relativa potenza erogata o risparmiata per affrontare quella data pendenza. Convenzionalmente è stato scelto come punto ad ascissa 0 il punto A. Come primo passo si è ricavata la potenza erogata dal motore elettrico risolvendo l'equazione di bilancio illustrata:

$$P_{me} = P_{inerz} - P_{mt} + P_{rtot} + P_p \quad (5.5)$$

Dove:

$P_{me}$  = Potenza erogata dal motore elettrico [Kw]

$P_{inerz} = M_c \cdot a \cdot V$  Potenza inerziale ottenuta moltiplicando la massa corretta del veicolo per l'accelerazione istantanea e per la velocità istantanea del veicolo ricavabili entrambi dai dati acquisiti [Kw]

$P_{mt}$  = Potenza motrice erogata dal solo motore termico e disponibile tra i dati acquisiti [Kw]

$P_{rtot}$  = Potenza resistente totale in piano del veicolo ottenuta mediante la relazione (5.2) ricavata precedentemente, in funzione della velocità istantanea [Kw]

$P_p = M \cdot g \cdot \sin\alpha \cdot V$  Potenza attribuibile alla pendenza stradale [Kw]

Va sottolineato che la potenza ricavata dal precedente bilancio ha significato solo se considerata relativa alle fasi di accelerazione, in quanto la potenza dissipata dall'impianto frenante in condizioni di decelerazione, in base ai dati da noi posseduti, non può essere facilmente quantificata e di conseguenza distinta da quella assorbita dall'unità elettrica.

Come prima verifica di massima si è appurata l'effettiva coerenza tra potenza erogata dall'elettrico e posizione del pedale dell'acceleratore in funzione dell'ascissa del circuito. Tale verifica è illustrata dal grafico di figura 5-13.

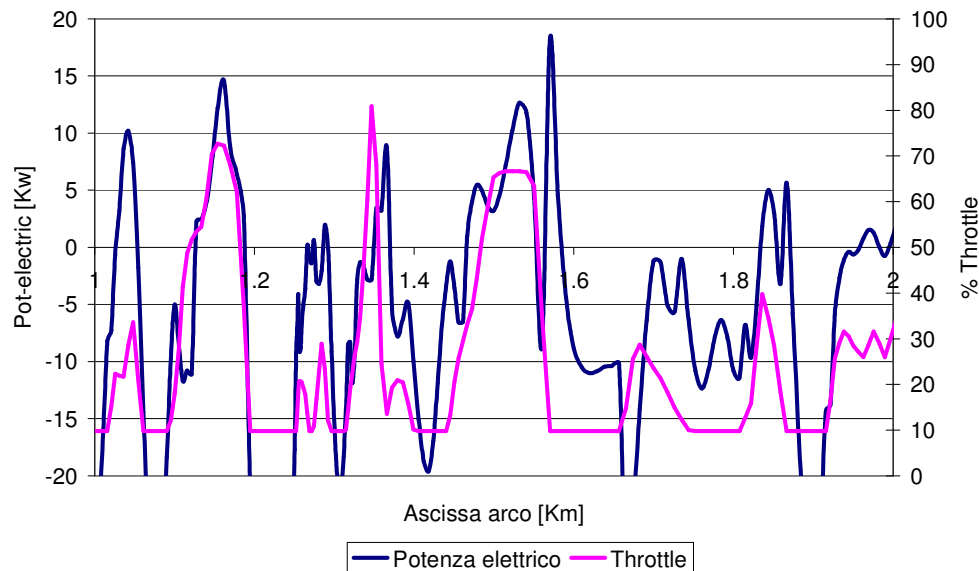


Figura 5-13 Verifica di coerenza tra potenza elettrica erogata e posizione dell'acceleratore

Dal grafico appena illustrato è inoltre possibile verificare la conformità numerica, a meno di alcuni picchi imputabili all'attendibilità dei valori di accelerazione istantanea, dei valori di potenza erogata dall'elettrico a quanto precedentemente visto e appurato nei paragrafi 5.3.1 e 5.5.

### **5.6.2 Verifica dell'attendibilità sperimentale del modello elaborato per le fasi di accelerazione**

Al fine di ottenere una ulteriore verifica della validità, nelle fasi di erogazione, del modello ricavato nel paragrafo 5.5 si è messa a confronto la potenza erogata dall'unità elettrica calcolata mediante la relazione (5.3) e la stessa potenza calcolata con la relazione (5.5). Graficando i suddetti valori di potenza in funzione della progressiva del percorso è stato possibile ottenere una serie di grafici del tipo illustrato in figura 5-14.

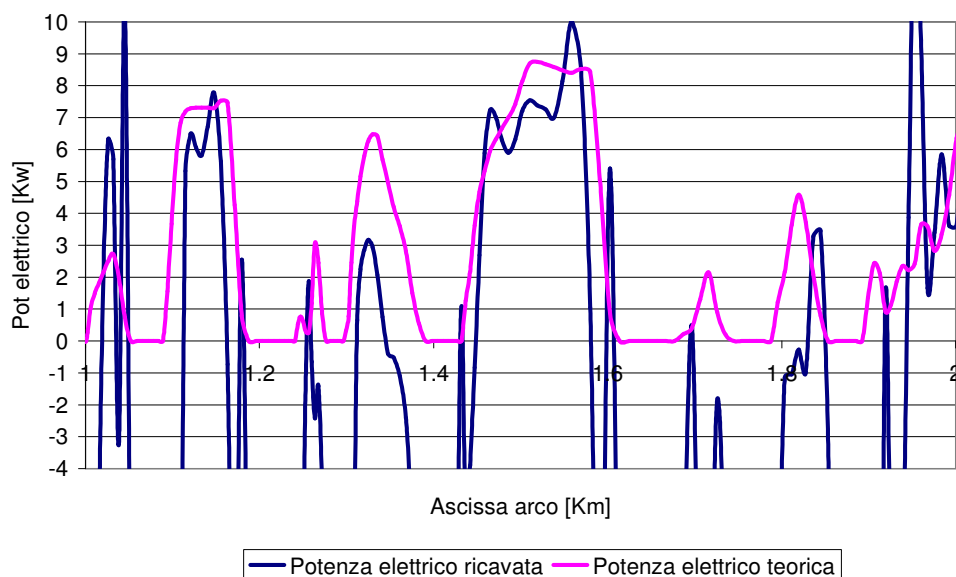


Figura 5-14 Confronto tra potenza elettrica teorica erogata e quella ricavata da dati sperimentali

Risulta evidente da tale grafico comparativo la similitudine del modello teorico caratterizzante il comportamento del motore elettrico in fase di erogazione, con i valori ricavati da equazioni di bilancio contenenti quindi incertezze causate da piccoli ma inevitabili errori nella valutazione del modulo dell'accelerazione istantanea del veicolo. Va sottolineato inoltre che il ritardo in erogazione nei passaggi da potenza assorbita ad erogata già discusso precedentemente nel paragrafo 5.5 è effettivamente riscontrabile nel grafico di figura 5-14. In effetti analizzando tale grafico si nota che nelle fasi corrispondenti a bruschi transitori la potenza teorica calcolata ed attribuibile al motore elettrico risulta spesso inferiore a quella calcolata mediante bilancio energetico. Tale fenomeno è attribuibile al fatto che per bruschi transitori il ritardo suddetto e il conseguente deficit di potenza erogata rispetto a quella prevista dal modello, comportano una accelerazione del veicolo proporzionata a tale potenza erogata. Per completezza in figura 5-15 è riportato un grafico del tutto analogo al precedente ma relativo ad una differente acquisizione.

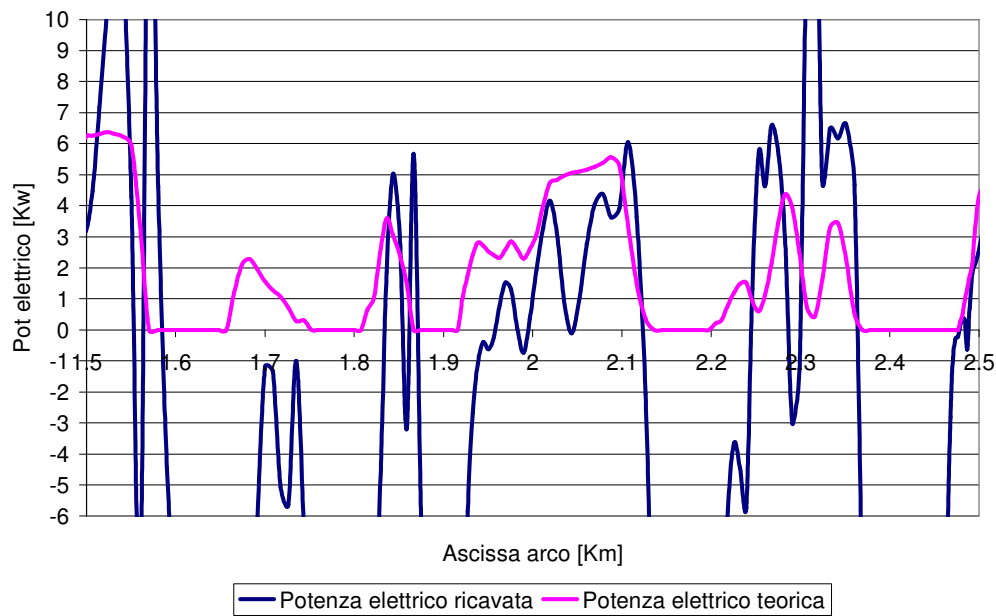


Figura 5-15 Confronto tra potenza elettrica teorica erogata e quella ricavata da dati sperimentali

## 5.7 Valutazione della riduzione dei consumi di carburante

Sulla base delle verifiche di attendibilità illustrate nei paragrafi 5.5 e 5.6.2, consideriamo valido in questa sede e nelle sole fasi di erogazione, il modello di motore elettrico ricavato nel paragrafo 5.5. In tal modo abbiamo quindi a disposizione, per le varie acquisizioni effettuate sul circuito dell'ENEA, i valori di potenza erogata istantaneamente sia dal motore termico che da quello elettrico. Si fa presente che in prima approssimazione la potenza erogata da un motore termico a quattro tempi è data da:

$$W = 4.18 \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot \varepsilon \cdot \eta_v \cdot \frac{V \cdot K \cdot N}{v \cdot \alpha \cdot 60 \cdot 2} \quad [\text{Kw}] \quad (5.6)$$

Dove:

$\eta_m$  = rendimento meccanico

$\eta_i$  = rendimento indicato

$\mathcal{E}$  = rendimento ciclo ideale

$\eta_v$  = rendimento volumetrico

$V$  = cilindrata del motore [m<sup>3</sup>]

$K$  = potere calorifico del combustibile [Cal/Kg]

$N$  = regime di rotazione [giri/s]

$v$  = volume specifico fluido macchina

$\alpha$  = rapporto di miscela

A questo punto consideriamo la somma della potenza istantanea erogata del motore termico e da quello elettrico come una potenza generata da un unico motore termico equivalente.

$$P_{teq} = P_t + P_e \quad (5.7)$$

Se facciamo l'ipotesi semplificativa che la potenza del termico equivalente venga generata da un motore avente gli stessi parametri e rendimenti di funzionamento del motore termico della IMA, possiamo ipotizzare che il consumo del termico equivalente sia pari a:

$$F_{teq} = \frac{P_{teq}}{P_t} \cdot F_t \quad (5.8)$$

Dove:

$F_i$  = Consumo istantaneo di carburante [g/s]

Va considerato che l'ipotesi di similitudine tra il motore termico e il termico equivalente porterà al calcolo di consumi sottostimati rispetto ad un ipotetico motore reale che generi tale potenza in quanto tale macchina dovrà indiscutibilmente avere una cilindrata maggiore o erogare tale potenza ad un regime di giri superiore. Ad ogni modo, essendo la potenza generata dall'elettrico nettamente inferiore a quella



generata dal termico, tale ipotesi ci fornisce comunque una buona stima sull'ipotetico consumo di tale motore equivalente.

Impostando un foglio di calcolo basato sulle relazioni appena viste, per una acquisizione effettuata sul percorso dell'ENEA comprendente due giri dello stesso si sono ottenuti i seguenti risultati:

Integrando la differenza di consumo tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza dell'intero circuito, per un passaggio caratterizzato da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 16,5 [Km/h] e 26,75%, si è ottenuto un consumo differenziale di 32,97 [g] di carburante pari al 8,3%.

Integrando ancora la differenza di consumo tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza dell'intero circuito, per un passaggio caratterizzato da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 33,25 [Km/h] e 25,75%, si è ottenuto un consumo differenziale di 30,36 [g] di carburante pari al 7,11%.

Senza dubbio il parametro che maggiormente amplifica il risparmio di carburante è l'accelerazione media nelle fasi di erogazione, in quanto più potenza viene richiesta e maggiore sarà la quota parte fornita dall'unità elettrica. In base a quanto detto si può quindi affermare che il risparmio di carburante sarà proporzionale alla potenza richiesta nelle fasi di accelerazione. Fin qui si è logicamente fatto riferimento alle sole fasi di accelerazione in quanto, come già detto, solo in queste fasi il motore elettrico assiste quello termico erogando potenza. Va sottolineato che il risparmio di carburante in condizioni di moto a velocità costante è praticamente nullo essendo nulla la quota parte di potenza fornita dalla macchina elettrica.

Nel grafico di figura 5-16 si comprende meglio quanto appena esposto essendo rappresentati in funzione della progressiva del percorso, la potenza erogata dal solo motore termico, la somma delle potenze erogate dal termico e dall'elettrico, il consumo istantaneo del motore termico in [g/s] e quello del termico equivalente.

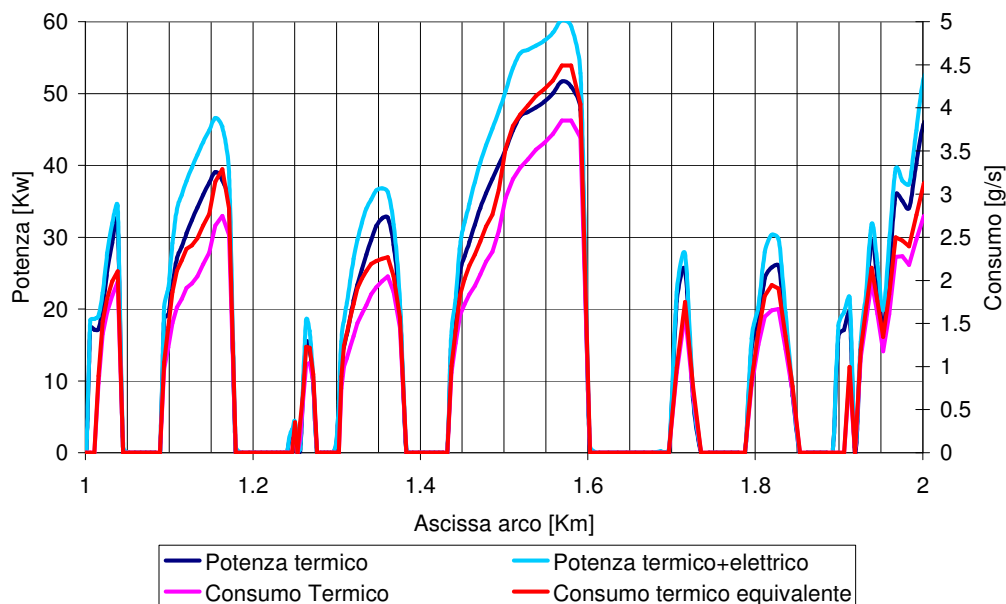


Figura 5-16 Confronto tra potenza erogata e consumi del termico e del termico equivalente

Come visibile dal grafico e precedentemente anticipato maggiore è la potenza richiesta in fase di accelerazione e maggiore sarà il risparmio di carburante.

L'analisi appena svolta è basata sull'ipotesi di assoluta similitudine di tutti i parametri motoristici, compresa la cilindrata, e il maggior consumo è imputabile unicamente ad un rapporto aria-combustibile più ricco. Tali ipotesi, nonostante ci forniscano comunque una stima grossolana sul risparmio di carburante non sono fisicamente plausibili.

Al fine di effettuare una valutazione più accurata dell'effettivo risparmio di carburante si è ipotizzato che la potenza complessiva erogata dall'accoppiamento dei due motori sia interamente generata dallo stesso motore termico della IMA. A tal fine è risultato necessario effettuare una mappatura dei consumi in funzione della potenza erogata, tale operazione è stata effettuata sperimentalmente in condizioni di moto vario. Il grafico di figura 5-17 mostra l'andamento sperimentale dei consumi di carburante espressi in [g/s] in funzione della sola potenza istantanea erogata.

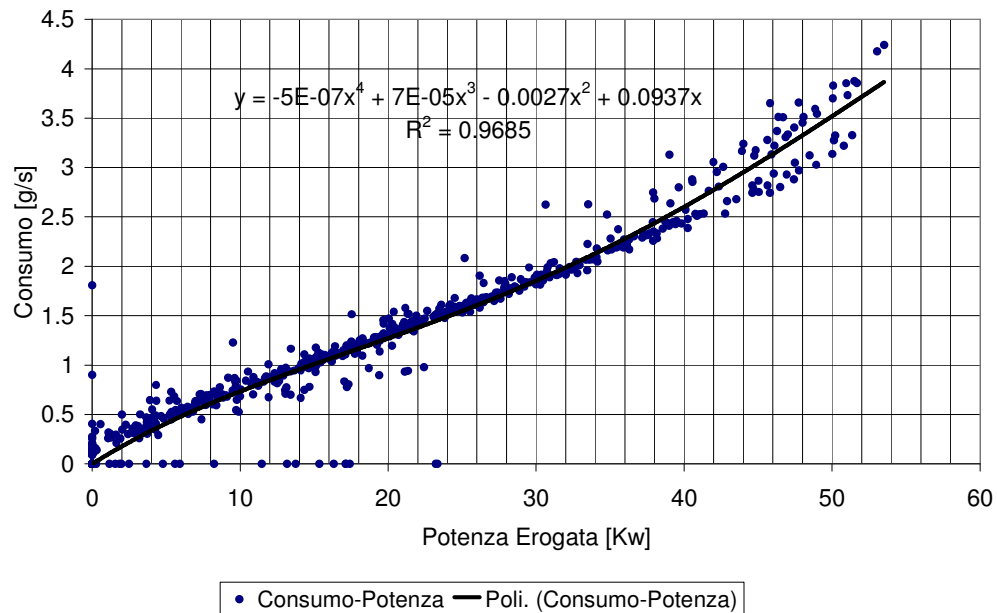


Figura 5-17 Mappa dei consumi del motore termico della IMA in funzione della potenza erogata

La curva di figura 5-17 rappresenta il miglior fitting dell'andamento sperimentale ottenuto ed è espressa dalla relazione:

$$F[g/s] = -5 \cdot 10^{-7} \cdot P_t^4 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot P_t^3 - 0.0027 \cdot P_t^2 + 0.0937 \cdot P_t \quad (5.9)$$

A questo punto al fine di ottenere i consumi dell'unità termica equivalente si pone:

$$P_t + P_e = P_t' \quad (5.10)$$

Dove:

$P_t'$  = Potenza generata dallo stesso motore termico della IMA in condizioni di funzionamento differenti

Quindi per valutare il consumo di tale unità termica possiamo porre:

$$F_{P_t'} = F'_{P_t} + \Delta F \quad (5.11)$$

$$\Delta F = F_{P_t'} - F_{P_t} \quad (5.12)$$

In cui:

$F_{P_t'}$  = Consumo istantaneo complessivo relativo al motore termico nelle condizioni in cui si trova ad erogare la potenza  $P_t'$  [g/s]

$F'_{P_t}$  = Consumo istantaneo sperimentale del solo motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  [g/s]

$F_{P_t'}$  = Consumo istantaneo teorico del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t'$  calcolato mediante la relazione (5.9) ed espresso in [g/s]

$F_{P_t}$  = Consumo istantaneo teorico del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  calcolato mediante la relazione (5.9) ed espresso in [g/s]

Impostando un foglio di calcolo basato sulle relazioni appena viste, per le medesime acquisizioni effettuate sul percorso dell'ENEA e già precedentemente analizzate si sono ottenuti i seguenti risultati:

- Integrando la differenza di consumo tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza dell'intero circuito, per un passaggio caratterizzato da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 16,5 [Km/h] e 26,75%, si è ottenuto un consumo differenziale di 35,76 [g] di carburante pari al 9%.
- Integrando ancora la differenza di consumo tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza dell'intero circuito, per un passaggio caratterizzato da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 33,25 [Km/h] e 25,75%, si è ottenuto un consumo differenziale di 33,2 [g] di carburante pari al 7,8 %.

I consumi differenziali calcolati mediante questa metodologia di calcolo, sono come previsto leggermente più elevati di quelli calcolati precedentemente ma ragionevolmente simili da poter validare in prima approssimazione i risultati ottenuti.

## 6 ANALISI DELLE EMISSIONI INQUINANTI

---

### 6.1 Introduzione

Lo scopo di questo studio è quello di valutare il più accuratamente possibile la riduzione di emissioni inquinanti di un veicolo ibrido rispetto ad un classico veicolo a combustione interna. Il monitoraggio degli inquinanti sarà effettuato mediante la strumentazione Horiba installata a bordo del veicolo e precedentemente descritta al paragrafo 2.3. In particolare andremo a valutare la riduzione dell'impatto ambientale rispetto ad un veicolo classico e la reale efficienza in termini di emissioni del sistema di stop and start di cui è dotata la IMA.

### 6.2 Le principali specie inquinanti prodotte dalla combustione

I principali inquinanti generati dalla combustione sono:

**CO:** E' uno dei prodotti principali dell'ossidazione degli idrocarburi e si forma a causa dell'abbassamento troppo rapido di temperatura che non consente al CO di terminare l'ossidazione ad anidride carbonica in quanto la velocità di ossidazione del CO a  $CO_2$  è più bassa della velocità di formazione della CO. La concentrazione di CO nei gas di scarico tende ad aumentare all'arricchirsi della miscela oltre lo stechiometrico.

**HC:** Si formano negli interstizi nascosti della camera di combustione dove il fronte di fiamma non arriva a bruciare oppure si generano per combustione incompleta. Il velo di lubrificante aderente alle pareti del cilindro tende ad assorbire gli HC e a rilasciarli in fase di scarico. I parametri motoristici che maggiormente influenzano la formazione di tale inquinante sono il rapporto aria-combustibile e il valore dell'anticipo, infatti il rapporto di miscela influisce sulla velocità e sulla temperatura di combustione mentre la diminuzione dell'anticipo fa sì che la combustione si prolunghi fino alla prima parte del collettore di scarico coinvolgendo anche gli HC.

**NO<sub>x</sub>**: Si generano alle alte temperature dove in eccesso di ossigeno questo può combinarsi direttamente con l'azoto generando principalmente NO, che può non avere il tempo necessario per la dissociazione a causa del brusco abbassamento di temperatura in fase di espansione. All'aumentare dell'anticipo il combustibile brucia prima del punto morto superiore e quindi a valori di temperatura e pressione minori riducendo quindi le emissioni di ossidi di azoto. I valori massimi delle emissioni di NO<sub>x</sub> si ottengono per miscele leggermente magre in quanto, nonostante le massime temperature di combustione si abbiano per miscele leggermente ricche, in tali condizioni si ha la giusta combinazione di temperatura e abbondanza di ossigeno.

Va sottolineato che nella nostra analisi ci occuperemo esclusivamente di questi tre tipi di inquinanti in quanto l'apparecchiatura Horiba ci fornisce solo le loro concentrazioni nei fumi. Nulla possiamo quindi dire a proposito di inquinanti come SO<sub>2</sub> o particolato nel caso di motori diesel. Inoltre, nonostante la strumentazione ce ne fornisca la concentrazione abbiamo tralasciato l'analisi della CO<sub>2</sub> prodotta in quanto meno nociva per gli esseri umani in confronto agli inquinanti sopra citati ma comunque responsabile del fenomeno noto come effetto serra e causa del riscaldamento globale del pianeta.

### **6.3 Valutazione della riduzione degli inquinanti generati**

Analogamente a quanto fatto precedentemente per i consumi, in questo paragrafo si andrà a valutare l'ipotetico aumento di emissioni nel caso in cui il motore elettrico non fornisca più il suo contributo, ipotizzando che lo stesso motore a combustione interna della IMA sopperisca a tale mancanza erogando la quota di potenza relativa all'elettrico. Per effettuare una tale valutazione si sono sperimentalmente ricavate le tre mappe di emissioni degli inquinanti in funzione della potenza erogata, in quanto unico parametro a noi utile per effettuare una correlazione.

In figura 6-1 riportata la mappa di emissione della CO, espressa in [g/s] in funzione della potenza erogata.

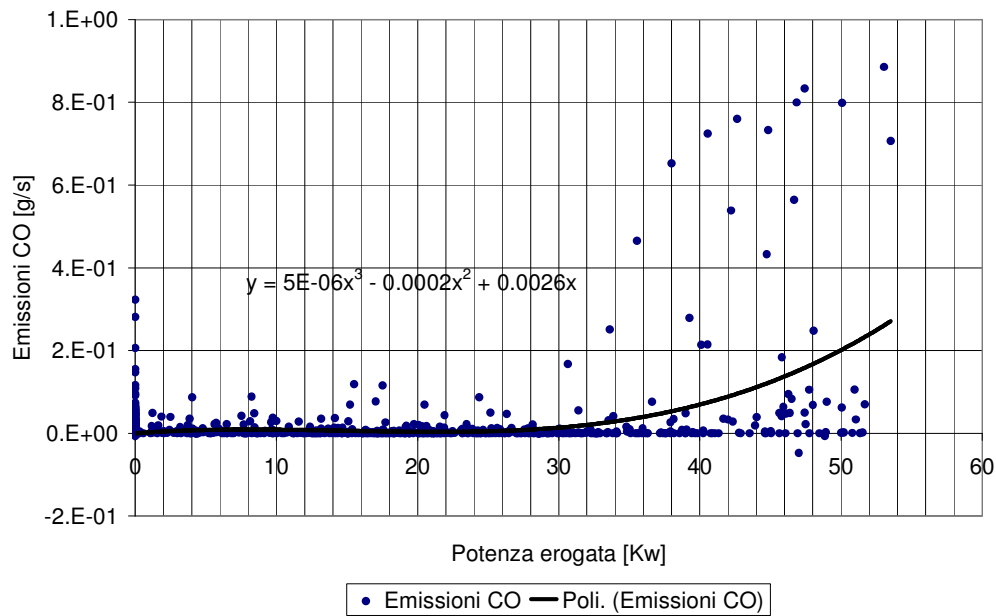


Figura 6-1 Mappa delle emissioni di CO del motore della IMA in funzione della potenza erogata

Da un'analisi dei dati raccolti emerge che le emissioni di CO si mantengono su valori di  $3 \cdot 10^{-3}$  [g/s] in tutte le condizioni di marcia tranne per valori del carico alti e valori del Throttle superiori all'85% per i quali si ottengono valori di circa 0.7 g/s. Questo avviene perché agli alti carichi il rapporto aria combustibile diviene ricco, quindi la produzione di CO diventa elevata. Altro fattore importante è che agli alti carichi il sistema di iniezione retroazionato dalla sonda lambda e gestito dalla centralina non lavora più per diminuire le emissioni ma solo per erogare più potenza possibile aumentando la quantità di carburante iniettato e l'anticipo. Nei transitori invece, pur rimanendo retroazionato, il sistema richiede del tempo per adeguarsi alle diverse condizioni quindi si ha la formazione di CO. La curva rappresentata in figura 6-2 rappresenta il miglior fitting dell'andamento sperimentale ottenuto ed è espressa dalla relazione:

$$CO[g/s] = 5 \cdot 10^{-6} \cdot P_t^3 - 0.0002 \cdot P_t^2 + 0.0026 \cdot P_t \quad (6.1)$$

In figura 6-2 è riportata la mappa di emissione degli HC, espressa in [g/s] in funzione della potenza erogata. Dall'analisi dei dati sperimentali raccolti si ricava che le



emissioni di HC risultano quasi sempre prossime allo zero ( $<2 \cdot 10^{-5}$  [g/s]) con alcuni picchi in corrispondenza dei transitori di carico del valore di circa  $8 \cdot 10^{-5}$  [g/s].

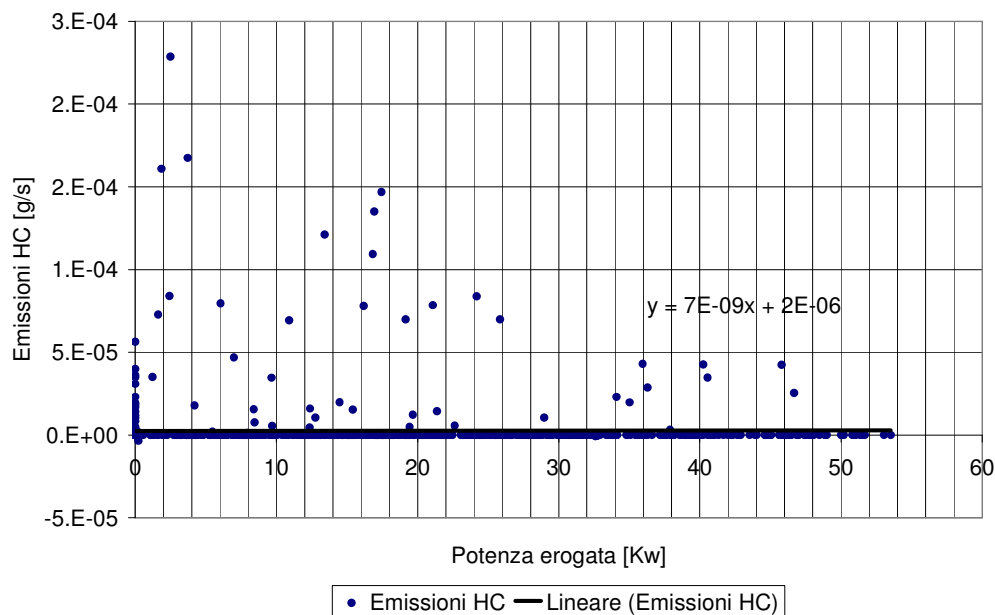


Figura 6-2 Mappa delle emissioni di HC del motore della IMA in funzione della potenza erogata

La retta rappresentata in nero in figura 6-2 rappresenta il miglior fitting dell'andamento sperimentale ottenuto ed è espressa dalla relazione:

$$HC[g/s] = 7 \cdot 10^{-9} \cdot P_t + 2 \cdot 10^{-6} \quad (6.2)$$

In figura 6-3 è riportata la mappa di emissione degli NOx, espressa in [g/s] in funzione della potenza erogata. Le emissioni di NOx risultano essere, nello stazionario e per valori di carico e pedale medio bassi, comprese tra i  $5 \cdot 10^{-4}$  e  $1 \cdot 10^{-3}$  [g/s]. Per valori del carico alti e pedale maggiore dell'80% e per grandi transitori si hanno dei picchi con valori di circa  $2 \cdot 10^{-2}$  [g/s]. Anche qui come nei casi precedenti, quando il sistema è retroazionato e stazionario, il motore emette valori bassissimi di NOx, mentre agli alti carichi, pur avendo miscele ricche (poco ossigeno in camera di combustione) le alte temperature di combustione ed un valore di anticipo motore più elevato ne favoriscono la formazione. La curva rappresentata in nero in figura 6-3

rappresenta il miglior fitting dell'andamento sperimentale ottenuto ed è espressa dalla relazione:

$$NO_X [g/s] = 2 \cdot 10^{-6} \cdot P_t^2 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot P_t \quad (6.3)$$

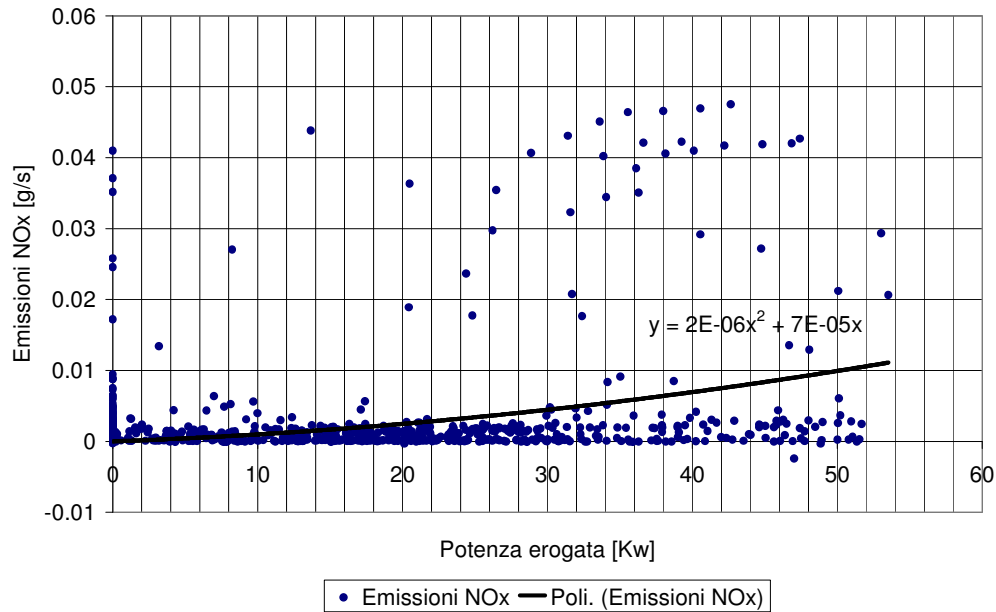


Figura 6-3 Mappa delle emissioni di NOx del motore della IMA in funzione della potenza erogata

Le curve di emissioni ottenute, nonostante non riescano a seguire in tutte le condizioni di marcia l'andamento sperimentale, ci forniscono comunque una stima approssimativa sull'andamento delle emissioni in funzione della potenza erogata.

A questo punto al fine di ottenere i valori delle emissioni dell'unità termica equivalente si pone:

$$P_t + P_e = P_t' \quad (6.4)$$

Dove:

$P_t'$  = Potenza generata dallo stesso motore termico della IMA in condizioni di funzionamento differenti

Quindi per valutare le emissioni di tale unità termica possiamo porre:

$$CO_{P_t'} = CO'_{P_t} + \Delta CO \quad (6.5)$$

$$HC_{P_t'} = HC'_{P_t} + \Delta HC \quad (6.6)$$

$$NO_{X P_t'} = NO_{X 'P_t} + \Delta NO_X \quad (6.7)$$

$$\Delta CO = CO_{P_t'} - CO_{P_t} \quad (6.8)$$

$$\Delta HC = HC_{P_t'} - HC_{P_t} \quad (6.9)$$

$$\Delta NO_X = NO_{X P_t'} - NO_{X P_t} \quad (6.10)$$

In cui:

$CO_{P_t'}$  = Emissione istantanea di CO relativa al motore termico nelle condizioni in cui si trova ad erogare la potenza  $P_t'$  [g/s]

$CO'_{P_t}$  = Emissione istantanea sperimentale di CO del solo motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  [g/s]

$CO_{P_t'}$  = Emissione teorica istantanea di CO del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t'$  calcolato mediante la relazione (6.1) ed espresso in [g/s]

$CO_{P_t}$  = Emissione teorica istantanea di CO del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  calcolato mediante la relazione (6.1) ed espresso in [g/s]

$HC_{P_t'}$  = Emissione istantanea di HC relativa al motore termico nelle condizioni in cui si trova ad erogare la potenza  $P_t'$  [g/s]

$HC'P_t$  = Emissione istantanea sperimentale di HC del solo motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  [g/s]

$HC P_t'$  = Emissione teorica istantanea di HC del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t'$  calcolato mediante la relazione (6.2) ed espresso in [g/s]

$HC P_t$  = Emissione teorica istantanea di HC del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  calcolato mediante la relazione (6.2) ed espresso in [g/s]

$NO_X P_t'$  = Emissione istantanea di NOx relativa al motore termico nelle condizioni in cui si trova ad erogare la potenza  $P_t'$  [g/s]

$NO_X 'P_t$  = Emissione istantanea sperimentale di NOx del solo motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  [g/s]

$NO_X P_t'$  = Emissione teorica istantanea di NOx del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t'$  calcolato mediante la relazione (6.3) ed espresso in [g/s]

$NO_X P_t$  = Emissione teorica istantanea di NOx del motore termico relativo all'erogazione della potenza  $P_t$  calcolato mediante la relazione (6.3) ed espresso in [g/s]

Impostando un foglio di calcolo basato sulle relazioni appena viste, per le medesime acquisizioni effettuate sul percorso dell'ENEA e già precedentemente analizzate si sono ottenuti i seguenti risultati:

- Integrando la differenza di emissioni di CO tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza di due giri del circuito, caratterizzati da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 43

[Km/h] e 25,8%, si è ottenuto una emissione differenziale pari a 7,5 [g] di CO equivalente al 30% in più.

- Integrando la differenza di emissioni di HC tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza di due giri del circuito, caratterizzati da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 43 [Km/h] e 25,8%, si è ottenuto una emissione differenziale pari a 0 [g] di HC. Tale comportamento è influenzato dal fatto che in qualsiasi condizione di marcia le emissioni di HC sono sempre prossime allo zero.
- Integrando la differenza di emissioni di NOx tra il termico equivalente e quello effettivo sulla lunghezza di due giri del circuito, caratterizzati da velocità media e media della posizione dell'acceleratore pari rispettivamente a 43 [Km/h] e 25,8%, si è ottenuto una emissione differenziale pari a 0,18 [g] di NOx equivalente al 15% in più.

Le conclusioni appena ottenute, nonostante l'impossibilità di effettuare una verifica sperimentale, ci forniscono comunque una stima di massima sul minore impatto ambientale che un veicolo ibrido garantisce rispetto ad uno tradizionale avente la stessa potenza.

## **6.4 Valutazione dei benefici offerti dal sistema stop-start**

Il sistema stop and start è stato concepito dalla Honda al fine di ridurre le emissioni e il consumo di carburante spegnendo il motore automaticamente quando si preme la frizione a veicolo fermo. L'obiettivo di questa parte del lavoro è stata quella di valutare se il raffreddamento del catalizzatore unito alle emissioni generate al momento della riaccensione del propulsore potessero in qualche modo compromettere la reale funzionalità del sistema generando emissioni paragonabili o superiori a quelle che si sarebbero avute mantenendo il motore acceso al regime minimo di rotazione.

A tal fine sono stati effettuati alcuni test sperimentali al banco le cui modalità sono di seguito descritte:

1. Partendo dal regime minimo di rotazione del motore mettendo la marcia in folle il motore si arresta. A questo punto si lascia il motore spento per 35 sec e reinserendo la marcia il motore si riavvia.
2. Si ripete la prova descritta al punto precedente una seconda volta.
3. A questo punto si effettuano 3 spegnimenti volontari del motore per visualizzare le differenze tra un riavvio in modalità stop-start con un classico riavvio a motore caldo.

In figura 6-4 sono illustrati gli andamenti del numero di giri e del rapporto aria-combustibile relativi ad una prova di stop e start.

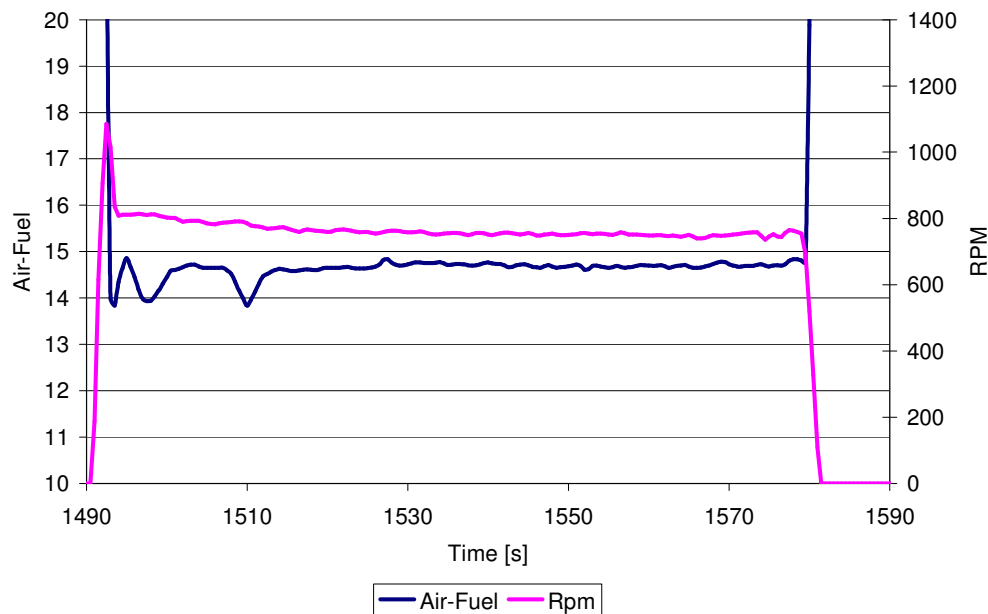


Figura 6-4 Andamenti dell'RPM e del rapporto aria-combustibile conseguenti un riavvio del motore successivo ad uno stop-start

Dal grafico illustrato in figura 6-4 emerge che nella fase in cui il motore elettrico avvia il termico non vi è iniezione di combustibile. Nel momento in cui il numero di giri raggiunge la soglia dei 1000 RPM e per i successivi 20 secondi di funzionamento del motore viene mantenuta una miscela leggermente ricca che poi viene

progressivamente smagrita fino a valori del rapporto aria-combustibile prossimi allo stechiometrico.

Dai dati sperimentali misurati<sup>1</sup> si sono tratte le seguenti conclusioni:

**Emissioni CO:** Le emissioni di CO si mantengono, al minimo del regime di rotazione, molto prossime allo zero (circa  $5 \cdot 10^{-5}$  [g/s]). Quando il motore si riavvia dopo uno stop and start tali emissioni subiscono degli incrementi minimi fino a valori di  $1,2 \cdot 10^{-4}$  [g/s] per poi tornare ai valori minimi dopo un breve transitorio. Se invece il motore viene riavviato dopo uno spegnimento volontario le emissioni di CO crescono notevolmente nel transitorio immediatamente successivo alla messa in moto fino a valori dell'ordine di  $2 \cdot 10^{-2}$  [g/s]. Tale fenomeno può essere imputato alla programmazione della centralina elettronica che, dopo uno spegnimento volontario del motore, al momento della riaccensione, arricchisce momentaneamente la miscela.

**Emissioni HC:** Le emissioni di HC si mantengono, al minimo del regime di rotazione, su valori mediamente inferiori a  $1 \cdot 10^{-5}$  [g/s]. Quando il motore si riavvia dopo uno stop and start tali emissioni dopo un primo picco dell'ordine di  $3 \cdot 10^{-5}$  [g/s] tornano ai valori relativi al regime minimo dopo un breve transitorio. Se invece il motore viene riavviato dopo uno spegnimento volontario le emissioni di HC crescono notevolmente nel transitorio immediatamente successivo alla messa in moto fino a valori dell'ordine di  $5 \cdot 10^{-5}$  [g/s]. Anche in questo caso tale fenomeno può essere imputato alla programmazione della centralina che dopo uno spegnimento volontario del motore, al momento della riaccensione, arricchisce momentaneamente la miscela.

**Emissioni NOx:** Anche le emissioni di NOx risultano essere poco influenzate dal ciclo di stop-start e oscillano in ogni caso attorno a valori di circa  $3 \cdot 10^{-5}$  [g/s] sia per spegnimento automatico che volontario del motore. Probabilmente questo è dovuto al fatto che gli NOx si generano prevalentemente alle alte temperature e alti carichi, condizioni che non fanno parte della prova in questione.

---

<sup>1</sup> Va tenuto conto del fatto che i valori misurati relativi alle concentrazioni di CO e HC sono prossimi alla soglia di misurabilità dello strumento

Nel grafico di figura 6-5 si può apprezzare la sostanziale differenza, sulla base del rapporto aria combustibile comandato dalla centralina, che c'è tra un riavvio successivo ad uno stop e start (figura 6-4) ed uno volontario essendo quest'ultimo caratterizzato da un rapporto aria combustibile nettamente più ricco. Tale grafico è stato riportato a giustificazione dei livelli emissivi nettamente più elevati corrispondenti a tale condizione.

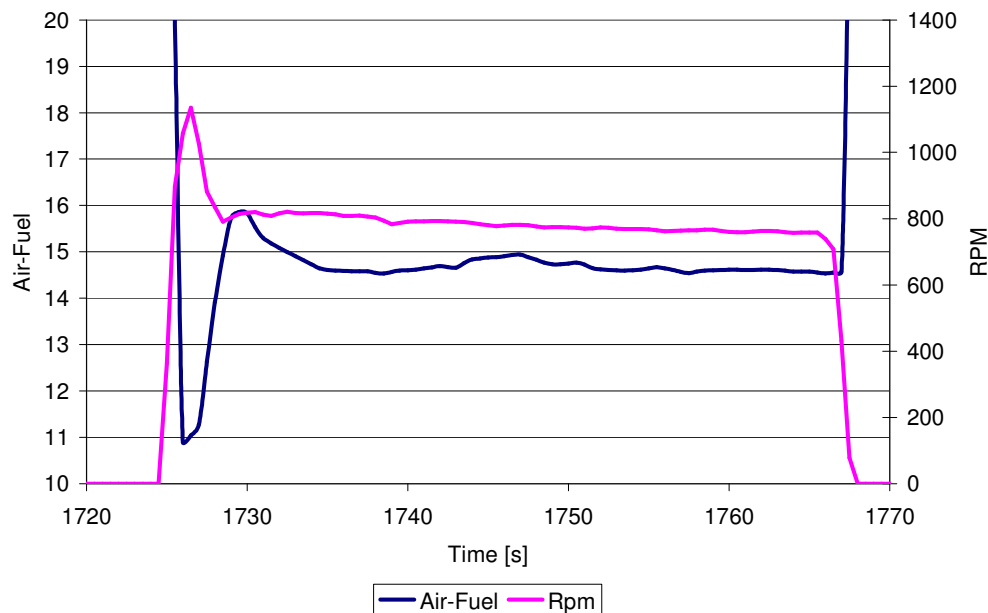


Figura 6-5 Andamenti dell'RPM e del rapporto aria-combustibile conseguenti un riavvio del motore volontario

Il passo successivo è consistito nel confrontare le emissioni generate dopo un riavvio del motore, con quelle generate al regime minimo di rotazione. A tal fine si è calcolato da dati sperimentali il valore medio di emissioni prodotte e del carburante consumato nel funzionamento in idle del motore.

I valori medi emissivi e il valore medio di consumo ottenuti in tali condizioni sono:

- $HC = 5 \cdot 10^{-7} \text{ [g/s]}$
- $CO = 5 \cdot 10^{-5} \text{ [g/s]}$
- $NO_x = 3 \cdot 10^{-5} \text{ [g/s]}$



- Consumo di carburante = 0.06 [g/s]

Nei grafici illustrati nelle figure 6-6, 6-7, 6-8, e 6-9 sono rappresentati rispettivamente gli andamenti delle emissioni inquinanti e del consumo istantaneo relativi ad uno stop-start.

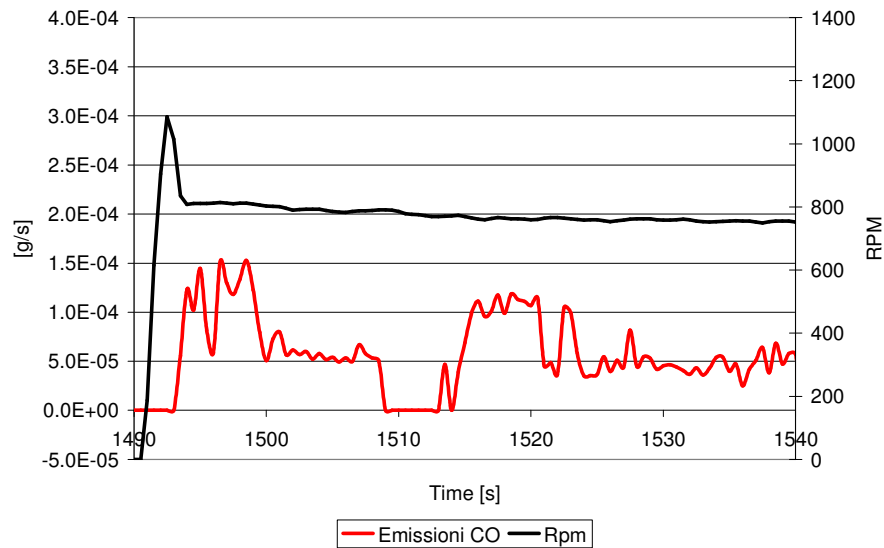


Figura 6-6 Andamento delle emissioni di CO successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start

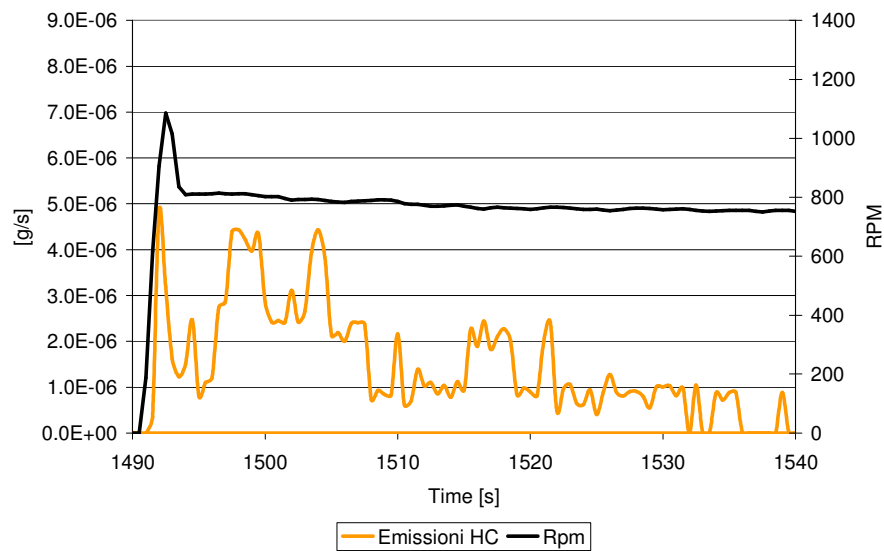


Figura 6-7 Andamento delle emissioni di HC successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start

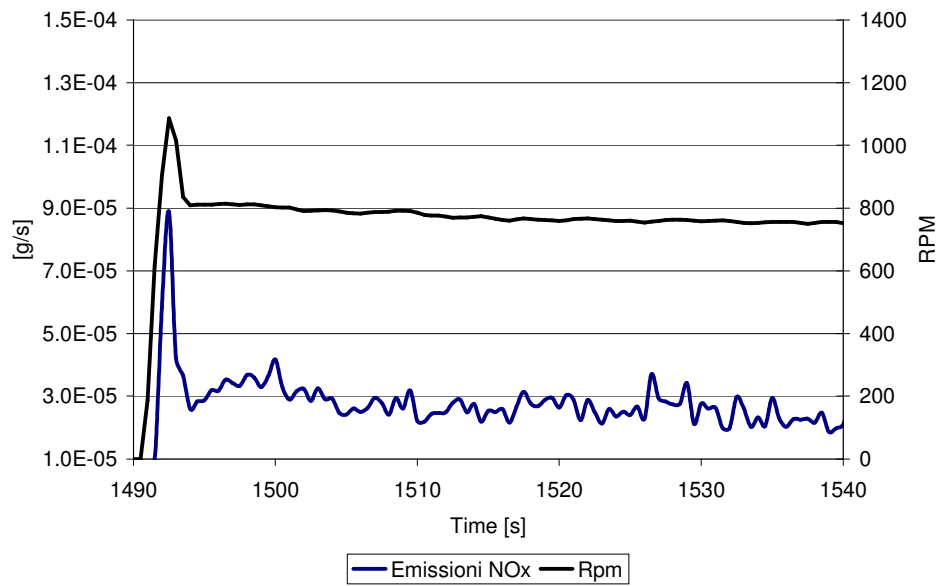


Figura 6-8 Andamento delle emissioni di NOx successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start

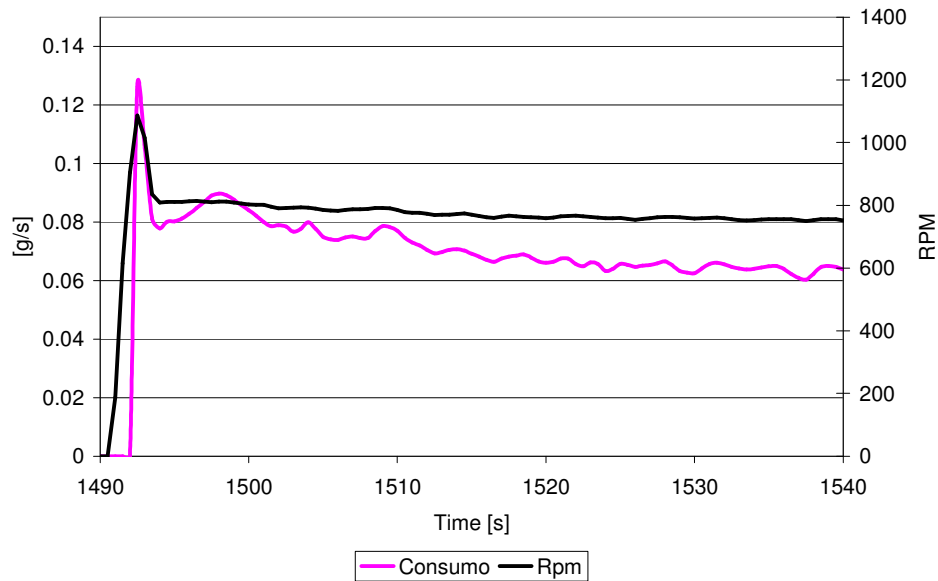


Figura 6-9 Andamento del consumo istantaneo successivo alla riaccensione del motore dopo uno stop-start

Al fine di effettuare un confronto tra le emissioni generate nella fase di riavvio e quelle che si sarebbero generate al minimo, si sono ricavate le funzioni approssimanti gli andamenti sperimentali di emissioni e consumo già illustrati.

Integrando tali funzioni nel tempo successivo alla riaccensione del propulsore, si sono ricavati gli andamenti delle emissioni generate in tali condizioni. Confrontando questi ultimi con le emissioni relative al funzionamento del motore al minimo, si sono ricavati i tempi di sosta affinché le quantità di inquinanti generati dopo uno stop e start non superino il valore di quelli emessi al minimo. Da tali dati si ottiene la soglia temporale oltre la quale lo stop e start porta benefici a livello emissivo ed energetico.

In figura 6-10 sono illustrati gli andamenti delle emissioni di CO totali generate, relative ad un riavvio successivo ad uno stop della durata di 9,5 secondi, ed al minimo. Come mostrato dal grafico, si nota che se il tempo di sosta supera i 9,5 secondi è conveniente, a livello di emissioni di CO, l'intervento dello stop e start in caso contrario le emissioni generate sarebbero superiori a quelle emesse al minimo.

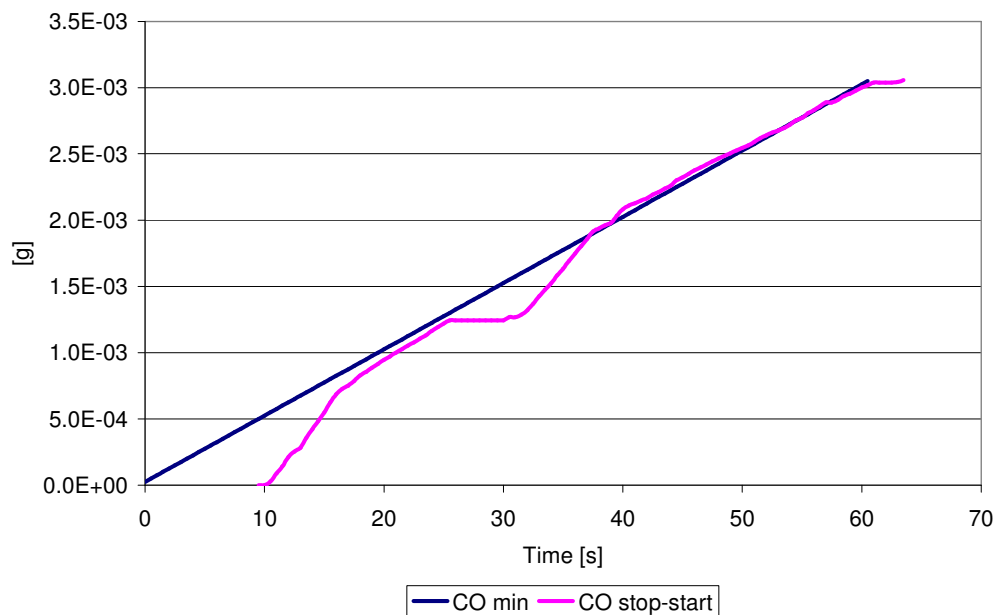


Figura 6-10 Andamenti temporali delle emissioni totali di CO generate dopo un ciclo di stop e start della durata di 9,5 secondi e al regime minimo di rotazione

In figura 6-11 sono illustrati gli andamenti delle emissioni di NO<sub>x</sub> totali generate, relative ad un riavvio successivo ad uno stop della durata di 6 sec, ed al minimo. Come mostrato dal grafico si nota che se il tempo di sosta supera i 6 secondi è

conveniente, a livello di emissioni di  $\text{NO}_x$ , l'intervento dello stop e start in caso contrario le emissioni generate sarebbero superiori a quelle emesse al minimo. Nel caso degli  $\text{NO}_x$  va sottolineato che le emissioni misurate sono estremamente vicine alla soglia di misura dello strumento e che in realtà le quantità generate in tali condizioni sono praticamente trascurabili.

In figura 6-12 sono illustrati gli andamenti dei consumi totali riscontrati, relativi ad un riavvio successivo ad uno stop della durata di 9 sec, ed al minimo. Come mostrato dal grafico si nota che se il tempo di sosta supera i 9 secondi è conveniente a livello di risparmio di carburante l'intervento dello stop e start in caso contrario gli ipotetici consumi sarebbero superiori a quelli riscontrati al minimo.

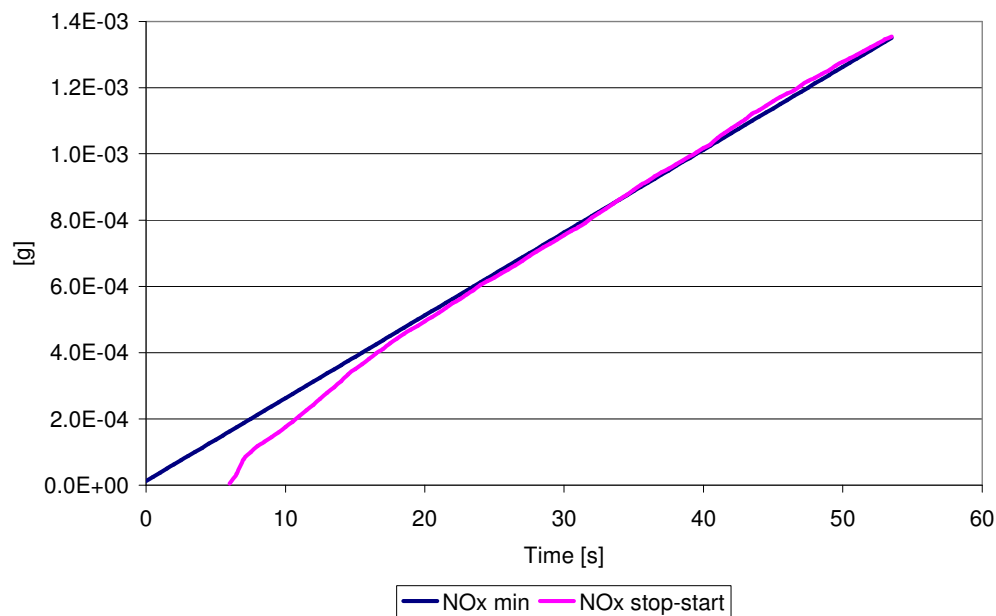


Figura 6-11 Andamenti temporali delle emissioni totali di  $\text{NO}_x$  generate dopo un ciclo di stop e start della durata di 6 secondi e al regime minimo di rotazione

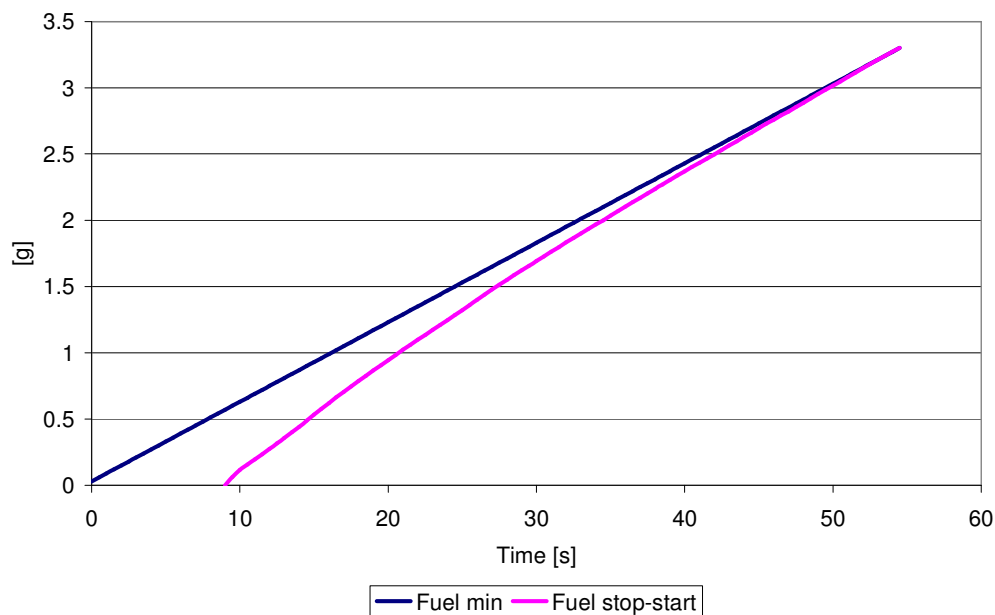


Figura 6-12 Andamenti temporali dei consumi di carburante successivi ad un ciclo di stop e start della durata di 9 secondi e al regime minimo di rotazione

Il grafico relativo al confronto delle emissioni di incombusti emessi (HC) è stato omissso in quanto le concentrazioni rilevate allo scarico di tale inquinante sono troppo basse e confrontabili con la tolleranza di misura dello strumento. Ci si limita quindi ad affermare che le quantità generate di tale inquinante sono trascurabili.

Dai risultati appena esposti emerge che il sistema di stop-start comporta vantaggi sia emissivi che energetici già per soste superiori ai 10 secondi. Tali valori temporali sono compatibili con la durata media di una sosta di un comune ciclo urbano dimostrando così la reale efficienza del sistema.

Analizzando la reale efficienza del sistema di stop-start nel comune utilizzo urbano del veicolo, possiamo affermare, sulla base di dati sperimentali, che solo nel 10% delle soste analizzate il veicolo ha realmente sfruttato il sistema. Tale risultato è probabilmente frutto di una poco intuitiva logica di azionamento del sistema, infatti per azionare lo stop-start nella IMA occorre tenere premuta la frizione a veicolo fermo, gesto effettuato dal guidatore solo nel 10% delle acquisizioni effettuate,

mentre nel 90% dei casi il guidatore disinnesta la marcia e rilascia la frizione, impedendo al motore di arrestarsi.

## **6.5 Confronto tra le emissioni generate nella fase di warm-up dalla Honda Civic 2.0 e dalla IMA**

La fase maggiormente critica a livello emissivo per un motore termico dotato di catalizzatore a tre vie è senza dubbio quella relativa all'avviamento a freddo (warm-up). Al fine di valutare le emissioni inquinanti generate nella fase immediatamente successiva all'avvio del motore, si sono effettuate una serie di prove con l'intento di valutare il comportamento emissivo del motore in tali condizioni di funzionamento. Va sottolineato in questa analisi che mentre la 2000 è omologata come EURO4 la IMA è invece EURO3. La prova consiste nella messa in moto del motore e nel mantenimento di quest'ultimo a regime minimo di rotazione per circa 550 secondi. Al fine di poter effettuare un confronto emissivo tra Honda IMA e 2000 16v relativamente alla fase di warm-up è stato necessario monitorare alcuni parametri motoristici che possono influenzare il comportamento emissivo del motore in tali condizioni.

Innanzitutto non avendo a disposizione i dati relativi alla temperatura del catalizzatore si è preso come parametro caratteristico la temperatura dei gas di scarico acquisita dall'Horiba. Nel grafico di figura 6-13 sono illustrati gli andamenti di tali temperature. Si evidenzia da tale grafico come la temperatura dei gas di scarico del 2000 tenda a salire più rapidamente rispetto a quella della IMA nonostante parta da valori di temperatura più bassi, tale comportamento è giustificato dalla cilindrata nettamente superiore del veicolo in questione.

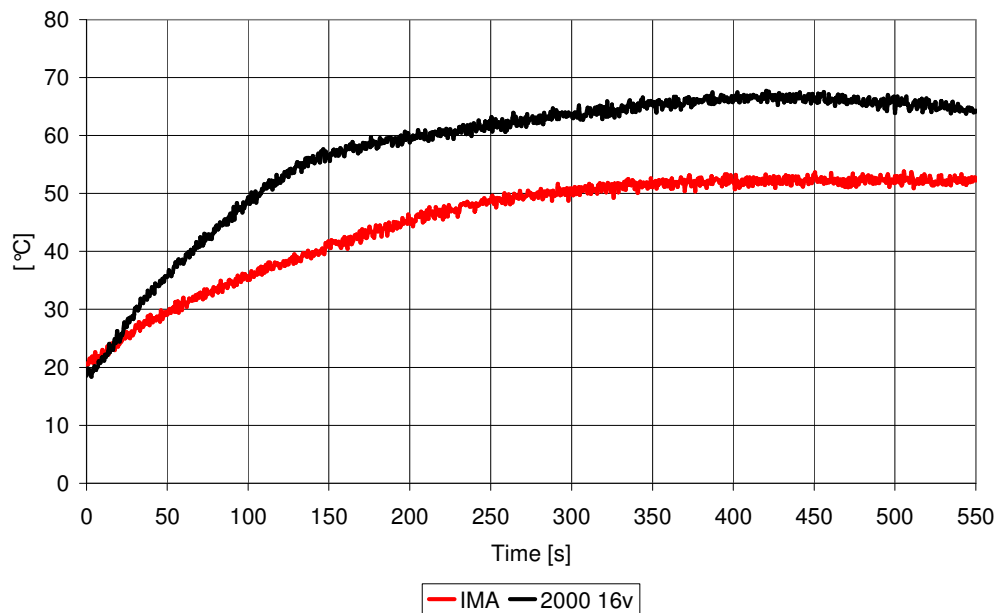


Figura 6-13 Andamenti delle temperature dei gas di scarico per Honda IMA e 2000 16v

Nei grafici di figura 6-14 e figura 6-15 sono invece illustrati gli andamenti comparati del rapporto aria-combustibile nei primi 50 secondi di funzionamento e nei seguenti 500 secondi. Appare evidente come la logica di gestione della IMA sia decisamente differente rispetto a quella del 2000 16v in quanto, il motore nella fase di avvio e per i primi 20 secondi funziona con miscele nettamente più ricche. Tale comportamento è probabilmente dovuto al fatto che la IMA tenta di raggiungere prima la temperatura ottimale del catalizzatore facendo bruciare parte del combustibile nello scarico. Dopo i primi 20 secondi di funzionamento il confronto tra i rapporti di miscela non evidenzia sostanziali differenze tra i due modelli.

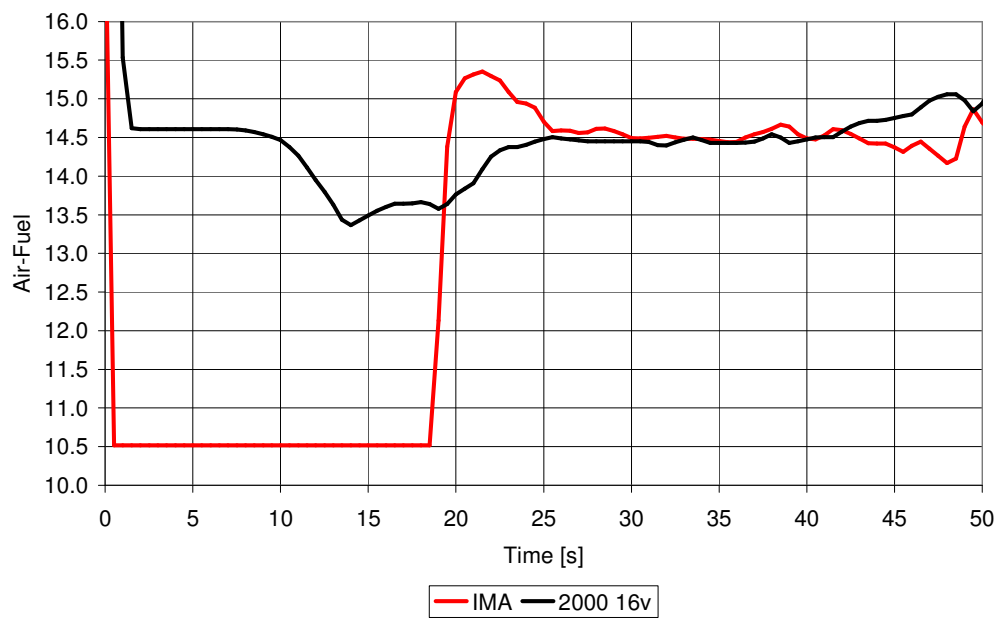


Figura 6-14 Andamenti dei rapporti aria-combustibile nei primi 50 secondi di funzionamento per Honda IMA e 2000 16v

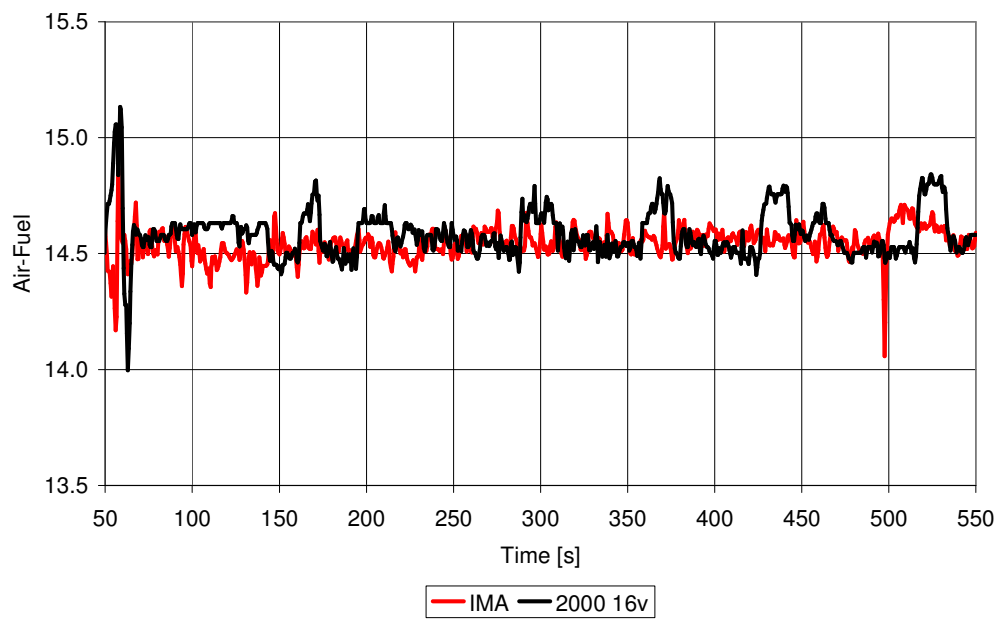


Figura 6-15 Andamenti dei rapporti aria-combustibile nei successivi secondi di funzionamento per Honda IMA e 2000 16v



Come ultimo parametro di paragone si sono confrontati gli andamenti del numero di giri in quanto influenti sulla portata allo scarico che a sua volta è direttamente proporzionale alle emissioni inquinanti. Tali andamenti sono illustrati in figura 6-16 dalla quale risulta evidente come la IMA mantenga il regime di rotazione nella fase di transitorio più basso rispetto al 2000.

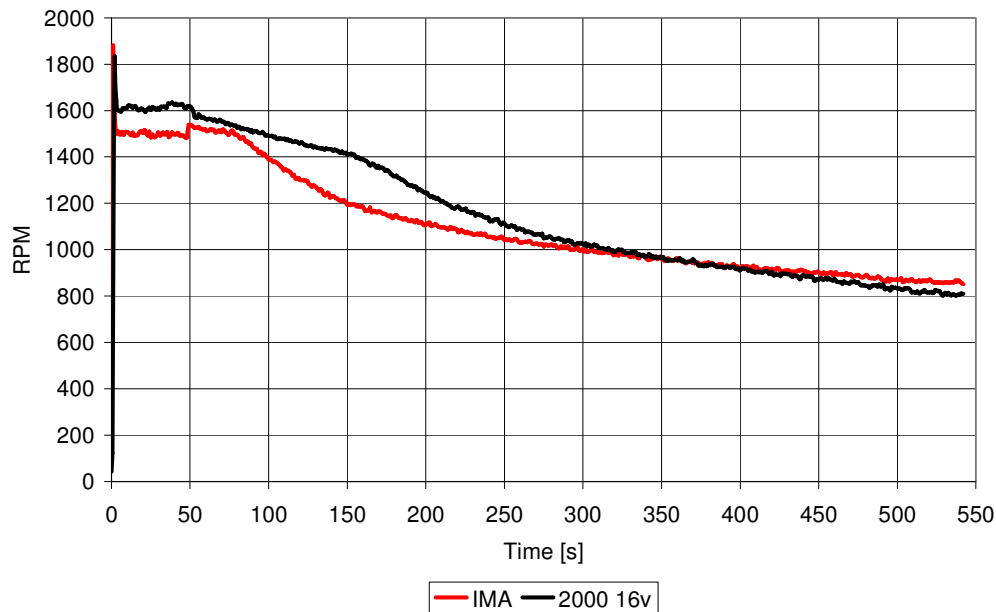


Figura 6-16 Andamenti del numero di giri nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v

Nei grafici di figura 6-17, 6-18 e 6-19 sono riportati gli andamenti temporali comparativi inerenti le emissioni generate nella fase di warm up.

Come evidenziato dal grafico illustrato in figura 6-17 la IMA, genera quantità nettamente inferiori di questo inquinante rispetto alla 2000 dimostrando però una certa inerzia nel ridurre le emissioni di tale inquinante probabilmente a causa del rapporto aria combustibile mediamente più basso. Per quel che concerne la 2000, questa presenta all'avvio un picco molto elevato di emissione, ma porta a valori trascurabili tali valori per un intervallo di tempo pari a circa 70 sec.

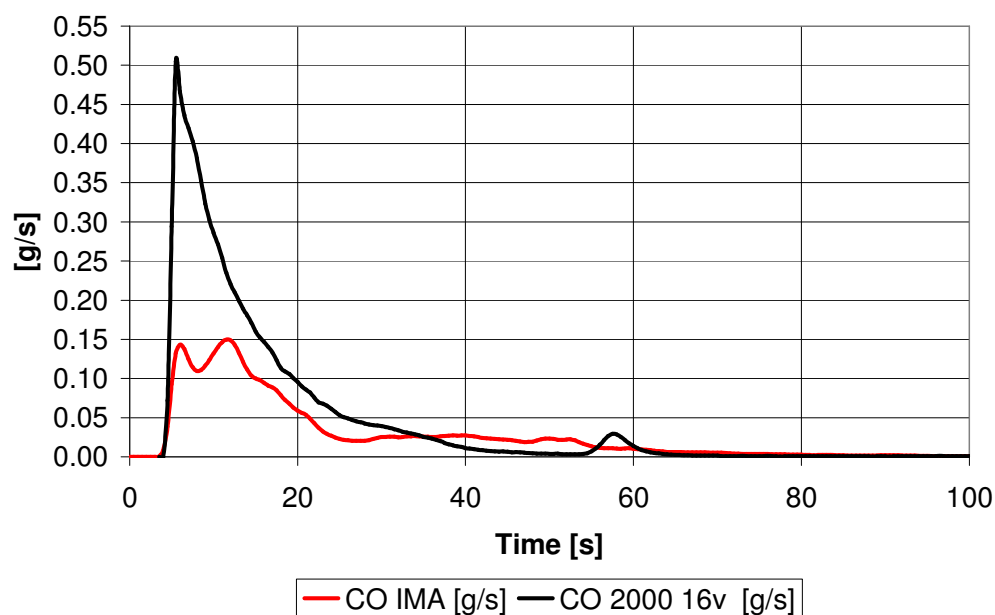


Figura 6-17 Andamenti delle emissioni di CO nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v

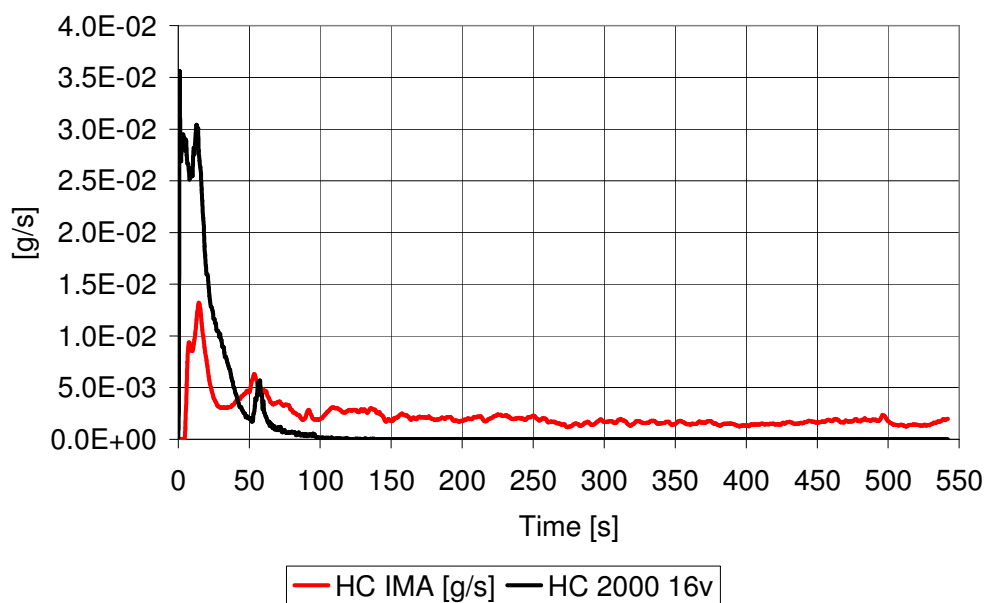


Figura 6-18 Andamenti delle emissioni di HC nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v

Come illustrato dal grafico di figura 6-18 le emissioni di incombusti generate dalla IMA presentano un picco molto più basso rispetto al 2000. L'andamento relativo alla IMA, che non abbatte le emissioni di HC, è imputabile ad una minore rapidità del catalizzatore a raggiungere le condizioni ottimali di funzionamento. Va sottolineato in tale ambito che la IMA essendo omologata come EURO III è probabilmente dotata di un catalizzatore meno performante. Va inoltre sottolineato che le prove sperimentali effettuate denotano che, al regime minimo di rotazione e motore caldo, le emissioni di HC tornano a valori prossimi a quelli riscontrati nel warm-up dopo circa 500 sec di funzionamento. Questo incremento di emissioni è causato dal raffreddamento del catalizzatore che non riesce a mantenersi in temperatura in tali condizioni.

Come illustrato dal grafico di figura 6-19 i due modelli presentano andamenti emissivi di NOx molto simili tra loro con una tendenza da parte della IMA a ridurre tali emissioni dopo circa 50 secondi di funzionamento. Tale fenomeno è probabilmente da imputarsi ad un rapporto aria-combustibile mediamente inferiore per la IMA.

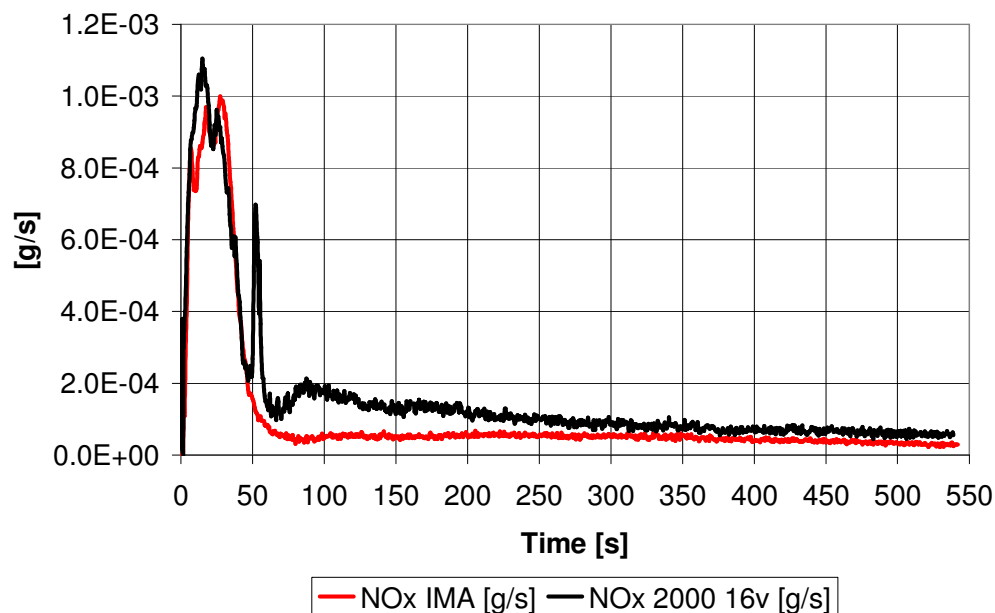


Figura 6-19 Andamenti delle emissioni di NOx nella fase di warm up per Honda IMA e 2000 16v

Integrando le emissioni di inquinanti generati sulla durata della prova è stato possibile confrontare le quantità totali di inquinanti emessi. Tali quantità generate complessivamente nella fase di warm-up dai tre veicoli sono riportate in tabella 6-1.

Tabella 6-1 Emissioni totali generate nella fase di warm-up dalla Honda IMA e 2000 16v

	IMA	2000 16v
CO [g]	2.9	4.9
NO <sub>x</sub> [g]	0.06	0.09
HC [g]	1.2	0.7

La Civic 2000 16v come prevedibile è quella che emette quantità maggiori di inquinanti a causa della cilindrata del 50% superiore rispetto alla IMA. La quantità di incombusti decisamente superiore emessi dalla IMA è invece da attribuirsi ad un rendimento basso del catalizzatore nei confronti di questo inquinante per le basse temperature.

## 7 CONCLUSIONI

---

Obiettivo di questo studio è stato quello di analizzare i benefici, in termini energetici ed emissivi, che un veicolo ibrido può garantire se confrontato con un veicolo dotato del solo motore termico dalle caratteristiche equivalenti.

Come primo passo, utilizzando come base una consolidata letteratura sulle equazioni che regolano il moto dei veicoli stradali, si è messo a punto un metodo per poter calcolare la progressiva di pendenza di un arco stradale. Tale parametro infatti, al fine di effettuare una valutazione energetica accurata nelle varie condizioni di moto, non può essere omesso dal bilancio energetico complessivo del veicolo. Il metodo di calcolo adottato permette di ricavare la pendenza da un bilancio energetico essendo note, la potenza istantanea erogata, la potenza inerziale e la potenza resistente totale in funzione della velocità del veicolo, quest'ultima ricavata sperimentalmente mediando alle varie velocità la potenza erogata a velocità costante per percorrere pendenze inverse. I valori della progressiva ricavati sono stati inoltre validati da una serie di prove di deriva rettilinea effettuate sul suddetto arco verificando la similitudine tra gli andamenti di velocità sperimentale e teorica.

Al fine di effettuare un'analisi energetica accurata della Honda Civic IMA si è ricavata sperimentalmente la curva di potenza totale resistente in funzione della velocità, dall'analisi di una serie di prove di deriva rettilinea effettuate sul medesimo arco di cui precedentemente si era ricavata la progressiva.

Dall'analisi dei dati ottenuti dalle prove al banco effettuate con la IMA si è validata la linearità tra potenza erogata dal solo motore termico e il carico, si è successivamente confrontato tale andamento con quello relativo all'erogazione di potenza in condizioni di assistenza da parte dell'unità elettrica.

Dalle prove al banco è stato inoltre possibile valutare che il contributo dell'elettrico, in condizioni di piena ammissione, tende ad esaurirsi nell'arco di un transitorio di circa 50 sec.

Dall'analisi dei dati fornitici dall'interfaccia di diagnosi del veicolo è stato approntato un modello che simula il comportamento nelle fasi di erogazione dell'unità elettrica in condizioni di accumulatori carichi. Tale modello è stato inoltre validato confrontando i dati di potenza ottenuti con quelli ricavati sperimentalmente per alcune prove effettuate su un percorso dalla progressiva nota.

Si è quindi effettuata una valutazione sul risparmio di combustibile garantito dall'intervento del motore elettrico, ipotizzando che la potenza generata da quest'ultimo fosse erogata dallo stesso motore termico che equipaggia il veicolo.

Si sono quindi valutate le emissioni emesse dal veicolo confrontandole con quelle che potenzialmente emetterebbe il solo motore termico al quale venga richiesto di erogare anche la quota parte di potenza generata dall'elettrico.

Sulla base di dati sperimentali si è effettuata una valutazione dell'efficienza del sistema di stop-start di cui è dotato il veicolo, mettendo a confronto le emissioni generate da tale ciclo con quelle che si sarebbero generate nel corrispondente tempo di funzionamento al regime minimo di rotazione.

Il contributo di questo studio consiste nell'aver ottenuto, sulla base di dati ricavati sperimentalmente, una metodologia di confronto energetico-emissiva tra un veicolo dotato del solo motore termico ed uno ibrido. Dalle analisi effettuate si dimostra il basso impatto ambientale e il risparmio energetico che questa categoria di veicoli può garantire. Va inoltre considerato inoltre che il basso livello emissivo riscontrato sperimentalmente e mediamente inferiore alla normativa EURO IV è relativo ad un veicolo omologato come EURO III.

Resta da valutare, in un eventuale futuro approfondimento di questo studio, il legame tra la potenza erogata dall'elettrico e lo stato di carica degli accumulatori, unitamente alla ricerca sperimentale della gestione da parte della centralina della potenza recuperata in funzione delle varie variabili di funzionamento.

## 8 Bibliografia

---

- [1] M.Guiggiani: Dinamica del veicolo, CittàStudiEdizioni
- [2] Bocchi G., Motori a quattro tempi, Hoepli, 1998
- [3] Ferrari G., Motori a combustione interna, Ed. Il Capitello, 2001
- [4] AA.VV., Automotive Handbook, Robert Bosch GmbH, 2000
- [5] AA.VV., Gasoline-Engine Management, Robert Bosch GmbH, 1999
- [6] Chillemi G., "Norme C.A.R.B. per la tutela dell'aria ambiente e autodiagnosi O.B.D. II", *Autotecnica*

## **Allegato 1**

## **“Civic 2.0 Factsheet”**



Displacement (cc) 1998

Horsepower @ rpm (SAE net) 160 @ 6500

Torque (lb.-ft. @ rpm) 132 @ 5000

Compression Ratio 9.8:1

Valve Train 16-Valve DOHC i-VTEC

Multi-Point Fuel Injection

Gear Ratios: 1st: 3.062, 2nd: 1.769, 3rd: 1.212, 4th: 0.921,

5th: 0.738; Reverse: 3.583, Final Drive: 4.764

All-Season Tires P205/55 R16 89V

Length (in.) 165.7 Height (in.) 56.7 Width (in.) 66.7

Curb Weight (lbs.) 2782